

VŠB – Technická univerzita Ostrava

Fakulta strojní

Katedra výrobních strojů a konstruování

Motocyklový hydraulický zvedák

Motorcycle Hydraulic Jack

Student:

Martin Ševčík

Vedoucí diplomové práce:

doc. Dr. Ing. Kovář Ladislav

Ostrava 2012

VŠB - Technická univerzita Ostrava
Fakulta strojní
Katedra výrobních strojů a konstruování

Zadání bakalářské práce

Student: **Martin Ševčík**
Studijní program: B2341 Strojírenství
Studijní obor: 2302R010 Konstrukce strojů a zařízení
Specializace: 20 Výrobní stroje a zařízení
Téma: **Motocyklový hydraulický zvedák**
Motorcycle Hydraulic Jack

Zásady pro vypracování:

Navrhněte projekčně-konstrukční řešení mobilního motocyklového hydraulického zvedáku, jehož konstrukce bude umístěna na pojezdových kolech. Zvedák bude vybaven mechanickou aretací polohy. Při zpracování vycházejte ze zadaných parametrů.

Zadané parametry :

Maximální nosnost	500 kg
Pohon	hydraulický
Půdorys opěrné plochy	35x40 cm
Maximální výška zdvihu	40 cm

Proveďte:

- technickou zprávu s popisem funkce navrhovaného zařízení se všemi potřebnými výpočty,
- celkové projekční a detailní konstrukční řešení zvedáku včetně výkresové dokumentace v rozsahu minimálně 1xA0.

Seznam doporučené odborné literatury:

ČSN 01 6910 *Úprava písemností psaných strojem nebo zpracovaných textovými editory*. Praha: Český normalizační institut, srpen 1997. 36 s.
ČSN ISO 690 *Bibliografické citace. Obsah, forma a struktura*. Praha: Český normalizační institut, 1996. 32 s.
HORYL. P.: *Statika a dynamika* 2. vyd. Ostrava: VŠB - Technická univerzita Ostrava, 1996 - 218 s. ISBN 80-7078-971-9
MARTÍNEK.P.: *Transportní zařízení*. Skripta VŠB-TUO 1993 - 109 s. ISBN 80-7078-165-3
KOPÁČEK J. : *Pohony a převody* 1. vyd. Ostrava : VŠB - Technická univerzita Ostrava, 2000, 211 s. ISBN 80-7078-806-2
LENERT J.: *Pružnost a pevnost I. 1. vyd.* - Ostrava : VŠB - Technická univerzita Ostrava, 1996 - 140 s. ISBN 80-7078-392-3
Firemní literatura, podklady apod.
Literární rešerše zpracovaná v rámci Bakalářského projektu.

Formální náležitosti a rozsah bakalářské práce stanoví pokyny pro vypracování zveřejněné na webových stránkách fakulty.

Vedoucí bakalářské práce: **doc. Dr.Ing. Ladislav Kovář**

Datum zadání: 16.12.2011

Datum odevzdání: 21.05.2012



doc. Dr.Ing. Ladislav Kovář
vedoucí katedry

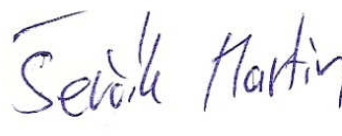


prof. Ing. Radim Farana, CSc.
děkan fakulty

Prohlášení studenta

Prohlašuji, že jsem celou bakalářskou práci včetně příloh vypracoval samostatně pod vedením vedoucího bakalářské práce a uvedl jsem všechny použité podklady a literaturu.

V Ostravě:21. května 2012.....




.....
podpis studenta

Prohlašuji, že

- byl jsem seznámen s tím, že na moji bakalářskou práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb. – autorský zákon, zejména §35 – užití díla v rámci občanských a náboženských obřadů, v rámci školních představení a užití díla školního a §60 – školní dílo.
- beru na vědomí, že Vysoká škola báňská – Technická univerzita Ostrava (dále jen VŠB-TUO) má právo nevýdělečně ke své vnitřní potřebě bakalářskou práci užít (§35 odst. 3).
- souhlasím s tím, že jeden výtisk bakalářské práce bude uložen v Ústřední knihovně VŠB-TUO k prezenčnímu nahlédnutí a jeden výtisk bude uložen u vedoucího bakalářské práce. Souhlasím s tím, že údaje o bakalářské práci budou zveřejněny v informačním systému VŠBTUO.
- bylo sjednáno, že s VŠB-TUO, v případě zájmu z její strany, uzavřu licenční smlouvu s oprávněním užít dílo v rozsahu §12 odst. 4 autorského zákona.
- bylo sjednáno, že užít své dílo – bakalářskou práci nebo poskytnou licenci k jejímu využití mohu jen se souhlasem VŠB-TUO, která je oprávněna v takovém případě ode mne požadovat přiměřený příspěvek na úhradu nákladů, které byly VŠB-TUO na vytvoření díla vynaloženy (až do jejich skutečné výše).

V Ostravě:21. května 2012...



.....
podpis

Jméno a příjmení autora práce:

Martin Ševčík

Adresa trvalého pobytu autora práce:

Veletiny 151, 687 33 Hradčovice

ANOTACE BAKALÁŘSKÉ PRÁCE

ŠEVČÍK, M. Motocyklový hydraulický zvedák: Bakalářská práce. Ostrava: VŠB – Technická univerzita Ostrava, Fakulta strojní, Katedra výrobních strojů a konstruování, 2012, 64 s. Vedoucí práce: Kovář, L.

Cílem bakalářské práce je konstrukční návrh motocyklového hydraulického zvedáku. V první fázi práce uvedu typy motocyklových zvedáku pro různé druhy motocyklů se stručným popisem. V mém případě jsem se zaměřil na zvedání motocyklů druhu chopper a čtyřkolka. Hlavní fází práce je navržení různých variant zvedacího mechanismu v podobě 3D, které připadají v úvahu. Dle zadání jsem volil variantu s hydraulickým pohonem, u které jsem provedl pevnostní kontrolu u předpokládaných nejvíce namáhaných součástí. Výsledkem práce je motocyklový zvedák, kde je ke zvedání použita kombinace čtyřkloubového mechanismu a hydraulického pístu. Dále je vybaven pojezdovými průmyslovými koly a mechanickou aretací.

ANNOTATION OF BACHELOR THESIS

ŠEVČÍK, M. Motorcycle Hydraulic Jack: Bachelor Thesis. Ostrava: VŠB - Technical University Ostrava, Faculty of Mechanical Engineering, Department of Manufacturing machinery and construction. 2012, 64 p. Thesis head: Kovář, L.

The purpose of this thesis is construction design of motorcycle hydraulic jack. The first part of the work contains the resume of types of motorcycle jacks for various types of motorcycles with brief description. This work focuses on jacks used to lift motorcycles of kinds chopper and four wheeler. The main topic of the work is creating various constructions of lifting mechanism in 3D, which can be considered. According to the assignment of the work, the hydraulic engine was chosen, strength test was performed on the most stressed parts of the construction. The result of the work is a motorcycle hydraulic jack, where combination of four-joint mechanism together with hydraulic piston is used for lifting. The jack is equipped with industrial wheels and mechanical lock.

OBSAH

SEZNAM POUŽITÝCH SYMBOLŮ	8
1 ÚVOD.....	13
2 DRUHY MOTOCYKLOVÝCH ZVEDÁKŮ	14
2.1 MOTOCYKLOVÝ ZVEDÁK NŮŽKOVÝ.....	14
2.2 TRUBKOVÝ ZVEDÁK MOTOCYKLŮ „SPEED LIFT“	14
2.3 PLOŠINOVÝ ZVEDÁK	15
3 PŘEHLED MECHANISMŮ.....	16
3.1 ŠROUBOVÉ MECHANISMY.....	16
3.2 HYDRAULICKÝ MECHANISMUS	17
3.3 KLOUBOVÉ MECHANISMY	18
4 ZVOLENÍ VHODNÉ VARIANTY	19
4.1 ŠROUBOVÉ ZVEDÁNÍ.....	19
4.2 HYDRAULICKÉ ZVEDÁNÍ	20
4.3 SKLOPNÉ PROVEDENÍ	21
4.4 VYHODNOCENÍ A NÁSLEDUJÍCÍ POSTUP	22
5 VÝPOČET ZVEDACÍ SÍLY	23
5.1 OBECNÝ POPIS.....	23
5.2 ZKOUMANÉ POLOHY MECHANISMU	24
5.3 KINEMATICKÝ ROZBOR.....	25
5.4 VYPOČÍтанÉ REAKČNÍ HODNOTY V URČITÝCH POLOHÁCH.....	28
5.5 ZÁVISLOST ZVEDACÍ SÍLY NA ÚHLU ALFA.....	29
5.6 VÝPOČET ZATÍŽENÍ ZÁKLADOVÉHO RÁMU.....	30
6 PEVNOSTNÍ KONTROLA	33
6.1 NÁVRH A KONTROLA ČEPŮ	33
6.2 KONTROLA SVARŮ	38
6.3 KONTROLA ZÁKLADOVÉHO RÁMU:.....	44
6.3.1 VYTVOŘENÍ POČÍTAČOVÉHO MODELU	44
6.3.2 SÍŤ.....	45
6.3.3 ZADÁNÍ OKRAJOVÝCH PODMÍNEK	46
6.3.4 VYHODNOCENÍ NAPIJATOSTI A DEFORMACE	47

7 DOPLŇUJÍCÍ VYBAVENÍ.....	50
7.1 VOLBA POJEZDOVÝCH KOL.....	50
7.2 NÁVRH A VOLBA MECHANICKÉ ARETACE.....	51
7.3 UPEVNĚNÍ MOTOCYKLU A ÚPRAVA DOSEDACÍ PLATFORMY.....	53
8 ZÁVĚR.....	55
POUŽITÁ LITERATURA.....	56
PŘÍLOHY	58
SEZNAM OBRÁZKŮ	59
SEZNAM TABULEK	61

SEZNAM POUŽITÝCH SYMBOLŮ

A-D	umístění čepů	[-]
E	modul pružnosti v tahu	[MPa]
F_A	zatížení čepu A	[N]
F_Q	zatížení zvedací plochy	[N]
F_{Qc}	celkové zatížení zvedací plochy	[N]
F_z	zvedací síla	[N]
F_{zc}	celková zvedací síla	[N]
F_{zs}	zvedací síla působící na smyk	[N]
F_{zt}	zvedací síla působící na tah	[N]
F_{zx}	složka zvedací síly v rovině x	[N]
F_{zy}	složka zvedací síly v rovině y	[N]
H	maximální výška zdvihu	[mm]
J_y	kvadratický moment sklopeného nosného průřezu	[mm ⁴]
L_1	vzdálenost mezi čepy v dosedací platformě	[mm]
L_2	vzdálenost mezi čepy v ramenu	[mm]
L_3	vzdálenost působíště zvedací síly	[mm]
L_4	délka příčnicku	[mm]
M_{oA}	ohybový moment čepu A	[N·mm]
$M_{o\check{c}p}$	ohybový moment čepu pístu	[N·mm]
$M_{o\check{c}t}$	ohybový moment čepu táhla	[N·mm]
M_{ok}	ohybový moment od působení kolečka	[N·mm]
M_{ot}	ohybový moment od působení táhla	[N·mm]
M_{oy}	ohybový moment	[N·mm]
M_{ox}	ohybový moment	[N·mm]

R_{Ax}	složka reakce	[N]
R_{Ay}	složka reakce	[N]
R_{Bx}	složka reakce	[N]
R_{By}	složka reakce	[N]
R_{Cx}	složka reakce	[N]
R_{Cy}	složka reakce	[N]
R_{Dx}	složka reakce	[N]
R_{Dy}	složka reakce	[N]
R_e	mez kluzu v tahu	[MPa]
R_{k1}	složka reakce	[N]
R_{k2}	složka reakce	[N]
R_{zx}	složka reakce	[N]
R_{zy}	složka reakce	[N]
S_A	průřez čepu A	[mm ²]
$S_{\check{c}p}$	průřez čepu pístu	[mm ²]
$S_{\check{c}t}$	průřez čepu táhla	[mm ²]
S_{pA}	namáhaná plocha rámu na otláčení	[mm ²]
S_{pdp}	namáhaná plocha držáku pístu	[mm ²]
S_{pdt}	namáhaná plocha držáku na otláčení	[mm ²]
S_{pt}	namáhaná plocha táhla na otláčení	[mm ²]
W_{oA}	modul průřezu v ohybu	[mm ³]
$W_{o\check{c}p}$	modul průřezu v ohybu	[mm ³]
$W_{o\check{c}t}$	modul průřezu v ohybu	[mm ³]
W_{osvk}	modul průřezu v ohybu ve svaru	[mm ³]
W_{osvx}	modul průřezu v ohybu ve svaru	[mm ³]

W_{osvy}	modul průřezu v ohybu ve svaru	[mm ³]
a	vzdálenost mezi reakcemi	[mm]
a_s	velikost koutového svaru	[mm]
b	vzdálenost mezi reakcemi	[mm]
c	vzdálenost mezi reakcemi	[mm]
d	vzdálenost mezi reakcemi	[mm]
d_A	průměr čepu A	[mm]
$d_{\check{c}p}$	průměr čepu pístu	[mm]
$d_{\check{c}t}$	průměr čepu táhla	[mm]
e	délka dosedací plochy	[mm]
g	tíhové zrychlení	[m·s ⁻²]
i	počet stupňů volnosti	[-]
i_v	počet stupňů volnosti nevázaného tělesa	[-]
k_s	součinitel bezpečnosti svaru	[-]
k_3	převodní součinitel svaru v kolmém směru	[-]
k_4	převodní součinitel svaru v rovnoběžném směru	[-]
l_d	vnější délka držáku pístu	[mm]
l_k	vzdálenost působení síly na držák kolečka	[mm]
l_s	nosná délka svaru příčnicku	[mm]
l_u	nosná délka svaru držáku táhla	[mm]
$l_{\check{u}}$	délka držáku táhla	[mm]
m	maximální nosnost	[kg]
m_z	nosnost hydraulického zvedáku	[kg]
n	počet těles	[-]
p_A	tlakové napětí v čepu A	[MPa]

p_{D2}	dovolené napětí v tlaku	[MPa]
p_{dp}	tlakové napětí držáku pístu	[MPa]
p_{dt}	tlakové napětí držáku táhla	[MPa]
p_{D1}	dovolené napětí v tlaku	[MPa]
p_t	tlakové napětí v táhle	[MPa]
t_{dp}	tloušťka držáku pístu	[mm]
t_{dt}	tloušťka držáku táhla	[mm]
t_r	tloušťka ramene	[mm]
t_t	tloušťka táhla	[mm]
t_u	tloušťka U profilu	[mm]
s_p	šířka příčnicku	[mm]
v	vůle mezi ramenem a U profilem	[mm]
z	šířka koutového svaru	[mm]
α	úhel mezi ramenem a základovým rámem	[°]
β	úhel mezi ramenem a táhlem	[°]
β_s	součinitel tloušťky koutového svaru	[-]
ζ_i	počet stupňů volnosti odebraných vazbou	[-]
σ_{Do1}	dovolené napětí v ohybu	[MPa]
σ_{Do2}	dovolené napětí v ohybu	[MPa]
σ_{oA}	ohybové napětí v čepu A	[MPa]
$\sigma_{o\check{c}p}$	ohybové napětí v čepu pístu	[MPa]
$\sigma_{o\check{c}t}$	ohybové napětí v čepu táhla	[MPa]
τ_{Ds1}	dovolené napětí ve smyku	[MPa]
τ_{Ds2}	dovolené napětí ve smyku	[MPa]
$\tau_{\perp Dsv}$	kolmé dovolené napětí ve svaru	[MPa]

τ_{\parallel}^{Fzs}	rovnoběžné napětí ve svaru	[MPa]
τ_{\perp}^{Fzs}	kolmé napětí ve svaru	[MPa]
τ_{\perp}^{Fzt}	kolmé napětí ve svaru	[MPa]
τ_{\parallel}^{Fzy}	rovnoběžné napětí ve svaru	[MPa]
τ_{\perp}^{Fzy}	kolmé napětí ve svaru	[MPa]
τ_{\perp}^{Fzx}	kolmé napětí ve svaru	[MPa]
τ_{\parallel}^{Rk2}	rovnoběžné napětí ve svaru	[MPa]
τ_{\perp}^{Rk2}	kolmé napětí ve svaru	[MPa]
τ_{sA}	smykové napětí v čepu A	[MPa]
$\tau_{sčp}$	smykové napětí v čepu pístu	[MPa]
$\tau_{sčt}$	smykové napětí v čepu táhla	[MPa]
$\tau_{výs}$	výsledné napětí ve svaru příčnicku	[MPa]
$\tau_{výsk}$	výsledné napětí ve svaru držáku kolečka	[MPa]
$\tau_{výst}$	výsledné napětí ve svaru táhla	[MPa]

1 ÚVOD

Předmětem bakalářské práce je návrh a konstrukce motocyklového hydraulického zvedáku. V dnešní době se na obchodním trhu nachází hned několik typů zvedáku pro různé druhy motocyklů, z toho vyplývá, že neexistuje žádný univerzální zvedák pro všechny motocykly. Pro upřesnění použití moji verze zvedáku jsem se zaměřil na zvedání motocyklů druhu „chopper“ nebo čtyřkolka za účelem servisu či opravy. Zvedák je zasunut ve své dolní poloze pod motorovou část, v místě působení těžiště tedy nejtěžší části a poté může dojít ke zvedání. Při návrhu konstrukce budu dbát na jednoduchost, spolehlivou funkčnost a ohled na univerzálnost dosedacích ploch vůči různým typům konstrukce podvozku.

Požadavky:

- maximální nosnost $m=500$ kg
- pracovní zdvih $\Delta H=40$ cm
- půdorys dosedací plochy 35×40 cm
- aretace v určité výšce = bezpečné zajištění proti samovolnému spouštění
- manipulace zvedáku (při zatíženém i nezatíženém stavu)

2 DRUHY MOTOCYKLOVÝCH ZVEDÁKŮ

2.1 Motocyklový zvedák nůžkový

Nůžkový zvedák motocyklů s rozsahem zdvihu o nosnosti 500 kg. Je vybaven plošinou 150 × 450 mm, která je osazena posuvnými opěrkami, jejichž rozteč lze nastavit v rámci její délky. Zvedání se provádí šroubem se šestihrannou hlavou opatřeným kličkou. Po jejím sejmutí lze zvedák ovládat pomocí elektrického nebo vzduchového utahováku. Rozsah zdvihu 95 – 400 mm. Výhodou jsou malé rozměry a jednoduchost. [1]



Obr. 2-1 Nůžkový zvedák [1]

2.2 Trubkový zvedák motocyklů „Speed lift“

Podpěrný stojan a pákový zvedák je určený pro rychlé zvednutí motocyklu a jeho posouvání bez nutnosti sundat ho ze stojanu. Má vysokopevnostní trubkovou konstrukci se 4 zátěžovými kolečky a 2 horními nastavitelnými nosnými opěrkami. Ty se opřou např. o vidlice zadního kola motocyklu a jeho zadní část se pákovým způsobem jedním pohybem nadzvedne (kolébkový způsob). Pak už motocykl se zvednutou zadní částí zůstává ve stabilní poloze a je možné ho i přesunovat. [2]

Parametry: nosnost 400 kg, výška 400 mm, nastavitelná šířka 260-360 mm, hmotnost 4,5 kg. [2]



Obr. 2-2 Trubkový zvedák [2]

2.3 Plošinový zvedák

Zvedání plošiny je vyvozeno hydraulickým pístem. Nosnost 360 kg. Min. výška v dolní poloze 220 mm, zdvih 820 mm, bezpečnostní mechanická aretace v polohách zdvihu 445 – 610 – 730 mm, možnost změny rozchodu říditelných kol 550 a 750 mm, rozvor pojezdových kol 930 mm, užitečná šířka plošiny 460 mm (vnější 490 mm), délka základní plošiny 1 345 mm, délka odnímatelné přídavné plošiny 400 mm + nájezd 450 mm, rozsah upínání přední pneu 50 – 150 mm. Upínací svorky – rozchod 450 mm, jejich vzdálenost od čela plošiny 460 a 850 mm. Rozměr obalu 155 × 70 × 27 cm. Výhodou je zvedání většiny motocyklů a menších čtyřkolek, velká únosnost. Nevýhodou jsou velké rozměry. [3]



Obr. 2-3 Plošinový zvedák [4]

3 PŘEHLED MECHANISMŮ

Přehled možných mechanismů, které jsou v úvahu použití v dané problematice

3.1 Šroubové mechanismy

Slouží k přeměně rotačního pohybu na přímočarý a k vyvození velkých sil, má velmi jednoduchou konstrukci. [5]

Mechanismus je tvořen:

- pohybovým šroubem - jednoduchý nebo vícechodý závit lichoběžníkového profilu
- maticí

Způsoby práce:

Matice je uložena pevně

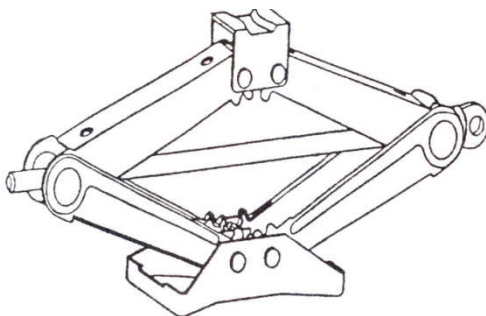
- maticí nelze otáčet a pohybovat
- šroub se otáčí v matici a zároveň se posouvá ve směru své osy
- Použití: Šroubové lisy, zvedáky

Matice je uložena posuvně

- může se pohybovat ve směru osy, ale nemůže se otáčet
- šroub je uložen v ložiscích, může se otáčet, ale nemůže se posouvat
- Použití: Svěráky, pracovní stoly obrábějících strojů

Změna směru přímočarého pohybu se provede změnou směru otáčení

Účinnost lze zvětšit, vloží-li se mezi závit šroubu a matice kuličky - vznikne valivé vedení



Obr. 3-1 Šroubový zvedák [6]



Obr. 3-2 Screw Jack with Base Plate [7]

3.2 Hydraulický mechanismus

Plynulá regulace rychlosti, tlumení rázů a možnost vyvinutí velikých sil jsou přednosti hydrauliky.

Hydraulické mechanismy jsou typu:

- hydrostatické (princip - Pascalův zákon)
- hydrodynamické (proud kapaliny při změně směru)

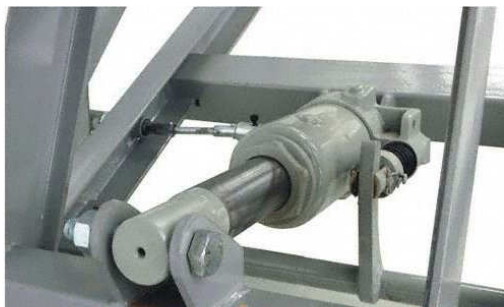
Problémy hydrauliky souvisí s potřebnou vysokou přesností prvků a čistotou hydraulické kapaliny. Vyšší cena však dává dokonalejší zařízení – snadná a široko rozsahová regulace rychlosti a sil.

Hydrostatické mechanismy

Jsou vytvářeny obvody obsahující zdroje (čerpadla, akumulátory), filtry, nádrže, škrticí ventily, přepouštěcí ventily, hydromotory (lineární = válec s pístem, rotační), rozvaděče (stavebnicové). Čerpadlo je označováno také jako hydrogenerátor. Funkční schémata hydraulických obvodů obsahují značky pro uvedené prvky a pro spoje. Spoje jsou vedeny potrubím se šroubeními nebo hydraulickými hadicemi. Aby bylo zabráněno úniku používané hydraulické kapaliny (ropný olej), jsou ve spojích různá těsnění (manžety, O kroužky aj., pryžové, plastové). [8]



Obr. 3-3 Hydraulický válec [9]



Obr. 3-4 Uložení hydraulického válce [3]

3.3 Kloubové mechanismy

Slouží k:

- přenosu rotačního pohybu:
- změně rotačního pohybu na kyvný
- změně rotačního pohybu na obecný
- čtyřkloubové mechanismy

Nejčastěji tvoří:

Hnací člen - klika, která je otočně uložena na rámu stroje a koná rotační pohyb.

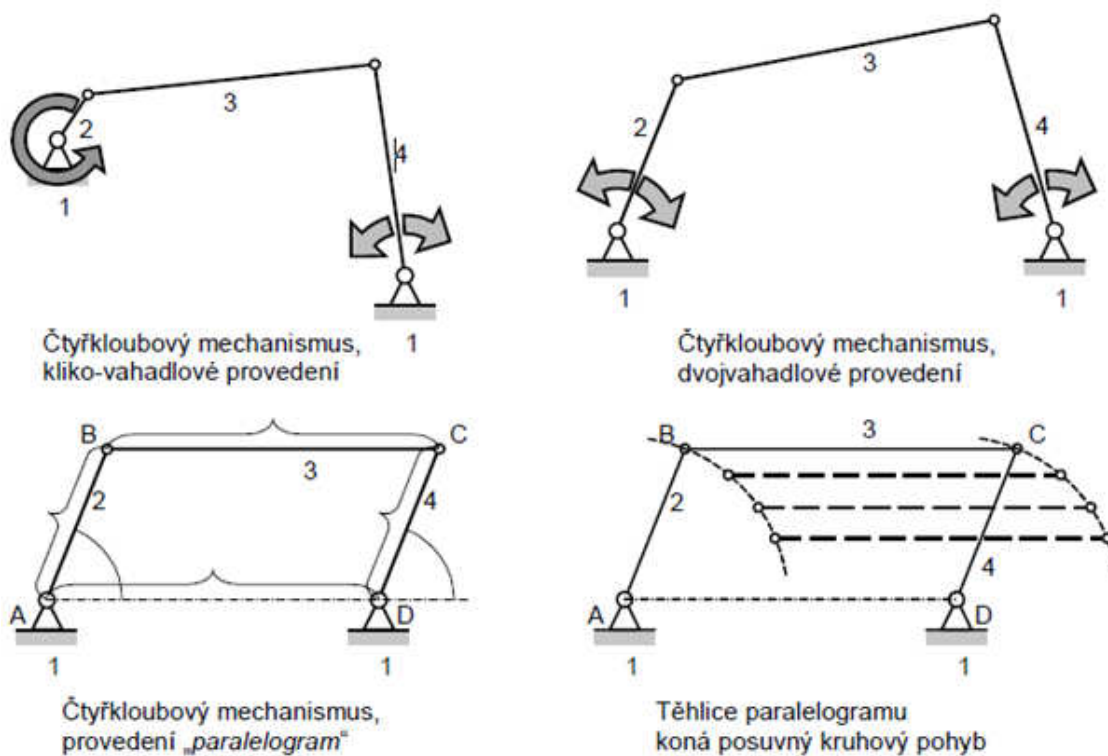
Pohyb se přenáší na hnaný člen pomocí členu spojovacího

Hnaný člen - má-li hnaná klika stejný poloměr jako hnací - koná rotační pohyb

Je-li poloměr hnané kliky větší - koná kývavý pohyb

Spojovací člen - koná obecný pohyb (v obou výše zmíněných případech)

Může být i pracovním členem [10]



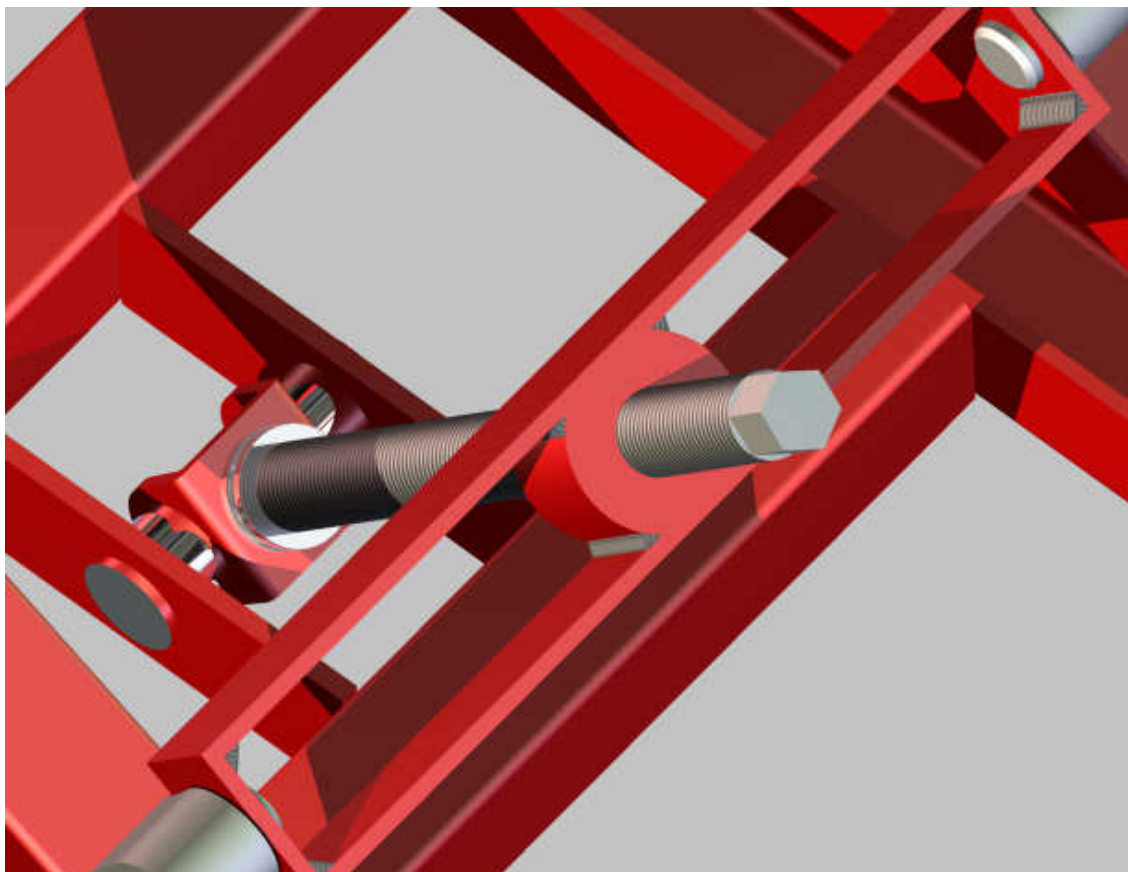
Obr. 3-5 Čtyřkloubové mechanismy [10]

4 ZVOLENÍ VHODNÉ VARIANTY

Zvolení vhodné varianty zvedáku spočívá ve výběru konstrukčního řešení zdvihacího pohonu a jeho uložení. Všechny jsou založeny na stejném principu. Čtyřkloubový mechanismus zůstává u všech variant stejný, základový rám se podle pohonu různě upravuje.

4.1 Šroubové zvedání

Zvedacím pohonem je šroubový mechanismus, kde je matice uložena posuvně (viz. kapitola 3.1) Spodní uložení šroubu je uloženo otočně kolmo k ose otáčení šroubu v základovém rámu. Matice je přivařena k příčníku, který je uložen v pouzdrech ramen.



Obr. 4-1 Detail šroubové zvedání

Výhodou této varianty je jednoduchá konstrukce a ovladatelnost. Zvedací síla působící na základový rám je vhodně konstrukčně rozložena na dva příčníky. Při zvedání je zapotřebí ručního nářadí jako je nástrčný klíč nebo pneumatická utahovačka. Otáčením po směru nebo proti směru hodinových ručiček dochází ke zvedání nebo spouštění zvedáku. Pokud se předpokládá samosvorný zavít, odpadá mechanická aretace.

4.2 Hydraulické zvedání

Od předchozí varianty je zvedací pohon nahrazen hydraulickým zvedákem („panenkou“), který je vhodně umístěn na dosedací ploše základového rámu. Dosedací plocha pístu je upravena tak aby mohla být čepem spojena s táhlem. Táhllo je svařeno ze čtyř součástí a kloubově uloženo k ramenům.

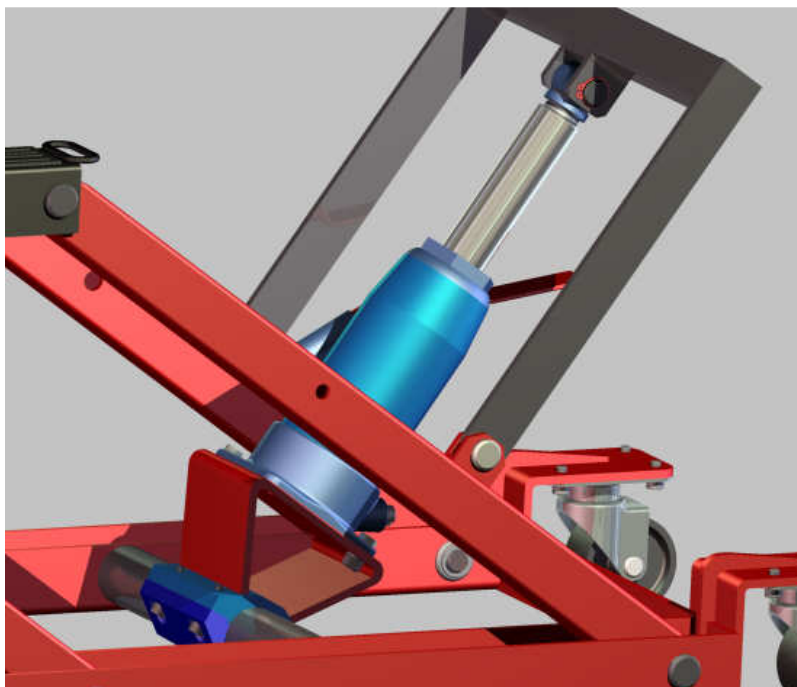


Obr. 4-2 Detail hydraulického zvedání

Zvedání je vyvozeno hydraulickým pístem. Pomocí pumpování nožního pedálu dochází ke zvedání do požadované výšky, naopak ke spouštění je zapotřebí ovládací tyč, kterou se otáčí vypouštěcí ventil. Zvedací síla je konstrukčně stejně rozložena jako u šroubového zvedání. Z důvodu bezpečnosti s ohledem na samovolné spouštění je vhodné umístit mechanickou aretaci.

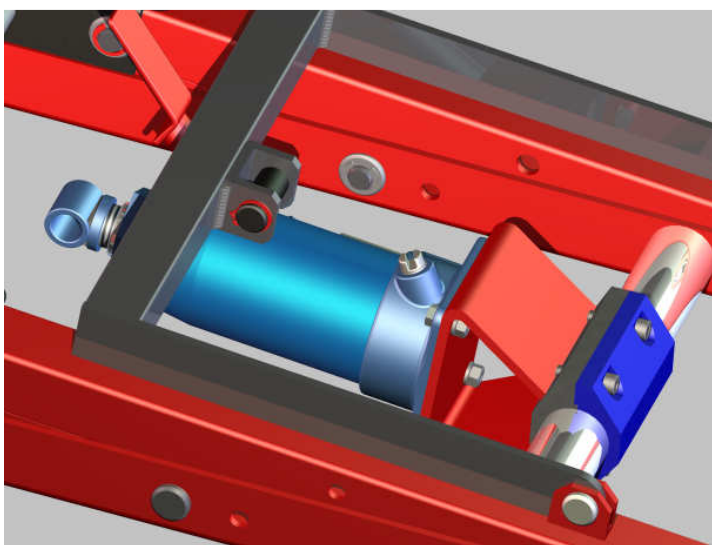
4.3 Sklopné provedení

Sklopné provedení je obdobné jako u varianty hydraulického zvedání se změnou uložení spodní části dosedací plochy, která je uložena otočně pomocí děleného náboje, který je smontován šrouby s ohledem na demontáž spoje.



Obr. 4-3 Sklopné provedení

Tato varianta je konstrukčně nejsložitější, z důvodu použití nejvíce kloubových uložení a nejvíce komponentů. Oproti předchozím variantám má sklopné provedení nevýhodu v působení zvedací síly na jeden příčník trubkového průřezu.



Obr. 4-4 Sklopné provedení - složený stav

Výhodou sklopného provedení je možnost celkového složení a tím zmenšení potřebného místa pro uskladnění.

4.4 Vyhodnocení a následující postup

Zvolil jsem si variantu s hydraulickým zvedáním bez sklopného provedení, kde je použit hydraulický pohon nebo-li hydraulický zvedák.

V prvotní části jsem si vymodeloval předběžný 3D model v programu Autodesk Inventor 2011, podle zadaných parametrů a zvolených rozměrů.

Dle rozměru získaných z modelu a zadaného zatížení zvedáku provedu výpočet reakčních sil působících v kloubech čtyřkloubového mechanismu a zvedací síly, podle které bude zvolen vhodný hydraulický zvedák.

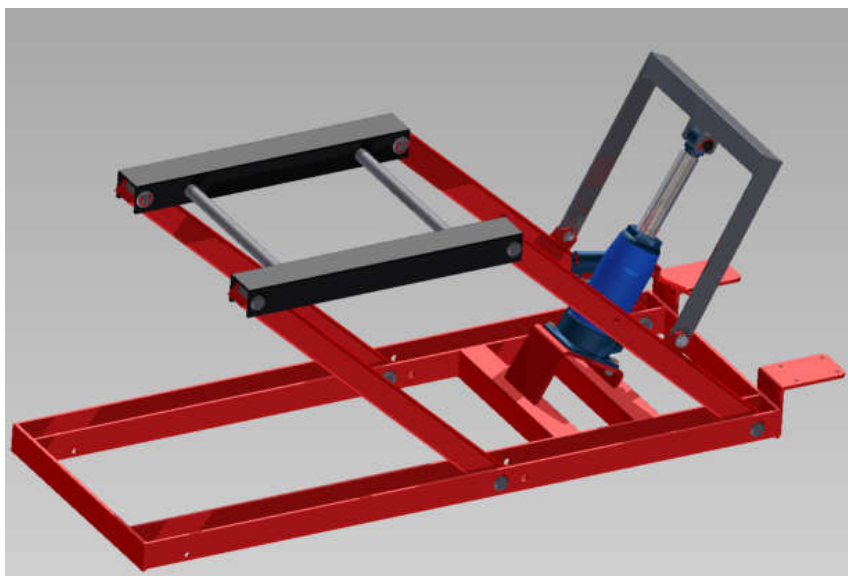
Dále provedu pevnostní kontrolu čepů a svarů, které jsou zatíženy provozními silami. A taky napětřovou a deformační analýzu základového rámu.

Nakonec navrhnu doplňující prvky, jako jsou průmyslová kola, která slouží k manipulaci při zatíženém i nezatíženém stavu. Mechanickou aretaci a boční stabilizační ramena.

5 VÝPOČET ZVEDACÍ SÍLY

5.1 Obecný popis

Zvedací plocha (dosedací platforma) je zatížena hmotností motocyklu, ve výpočtu se počítá s maximální nosností F_{Qc} . Dosedací platforma je součástí čtyřkloubového mechanismu v provedení paralelogram a koná posuvný kruhový pohyb. Ramena paralelogramu mají délku mezi čepy L_2 , délka mezi klouby platformy je L_1 . Polohu těžiště motocyklu přepokládám ve středu délky L_1 . Při zvedání se poloha těžiště vůči základovému rámu mění, proto se budu zabývat výpočty ve více polohách. Platforma je zvedána z počáteční klidové polohy silou F_{Zc} , která působí na rameno ve vzdálenosti L_3 od osy otáčení a svírá úhel β , který je při zvedání proměnlivý. Podobně se mění i úhel α který je svírán mezi základovým rámem a ramenem paralelogramu.



Obr. 5-1 Model konstrukce zvedáku

Zvolené rozměry zvedáku, vychází z předběžného modelu a zadaných parametrů.

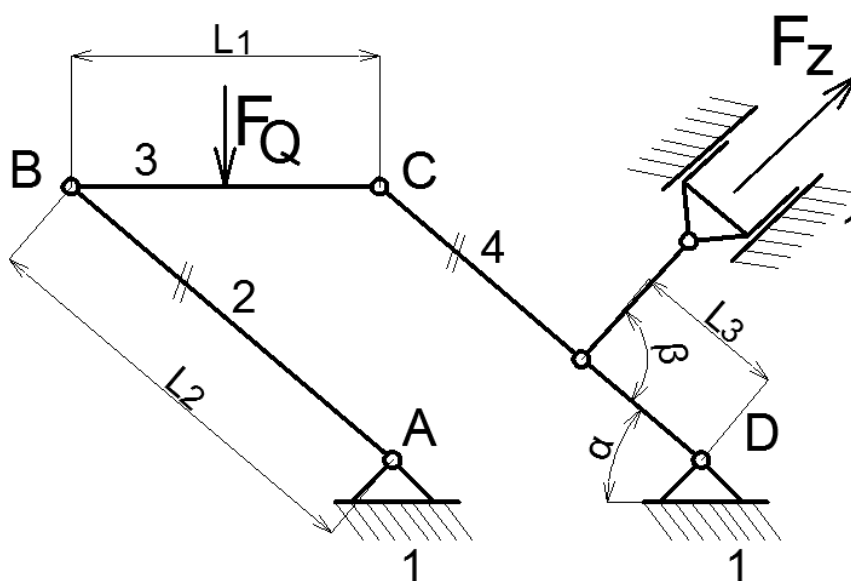
Zadané parametry:

- Maximální zdvih $H=400\text{mm}$
- Maximální nosnost $m=500\text{kg}$
- Rozměry dosedací platformy $350 \times 400\text{mm}$
- Pohon - hydraulický

Zvolené rozměry zvedáku, vychází z předběžného modelu a zadaných parametrů:

- $L_1=375\text{mm}$
- $L_2=510\text{mm}$
- $L_3=178\text{mm}$
- $L_4=250\text{mm}$

Schéma zvedacího mechanismu:



Obr. 5-2 Schéma čtyřkloubového mechanismu

5.2 Zkoumané polohy mechanismu

Mechanismus je zkoumán v různých polohách za účelem zjištění velikosti zatížení v kloubech. Úhly α a β jsou zjištěny z 3D modelu.

Tab. 5-1 Přehled změn úhlů v dané poloze

Poloha	Úhel α [°]	Úhel β [°]	Zdvih H [mm]	popis
I	4,68	65,37	100	Dolní poloha
II	16,12	75,27	200	
III	28,28	87,89	300	
IV	42,06	104,78	400	Horní poloha

5.3 Kinematický rozbor

Provedu rozbor z hlediska pohybu dané soustavy těles.

$$i = (n - 1) \cdot i_v - \sum \xi_i \quad (5.1)$$

i ...počet stupňů volnosti

n ...počet těles

i_v ...počet stupňů volnosti nevázaného tělesa

ξ_i ...počet stupňů volnosti odebraných vazbou

Ze schématu (Obr. 5-2) je zřejmé, že se jedná o rovinnou soustavu těles, kdy je dané zatížení silou F_Q a neznáma je rovnovážná síla F_z , daná svým působištem. Vazby jsou označené písmenami a jednotlivé členy jsou označené čísly. Počet členů soustavy i s rameny je 4, bez zvedacího ramene.

Pohyblivost:

$$n = 4, i_v = 3, \xi_A = \xi_B = \xi_C = \xi_D = 2$$

$$i = (4-1)3 - (2+2+2+2) = \underline{\underline{1}}$$

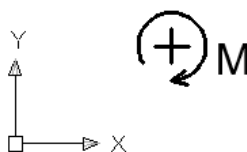
Jedná se o rovnováhu rovinného mechanismu s 1 stupněm volnosti. Rovnováhu zabezpečí rovnovážná síla F_z , její velikost určíme z podmínek rovnováhy. Při výpočtu zavádím jen poloviční zatížení F_{Qc} , protože zvedák se skládá ze dvou čtyřkloubových mechanismů tím pádem se zatížení symetricky rozkládá.

$$F_Q = \frac{F_{Qc}}{2} = \frac{m \cdot g}{2} = \frac{500 \cdot 9,81}{2} = \underline{\underline{2452,5N}} \quad (5.2)$$

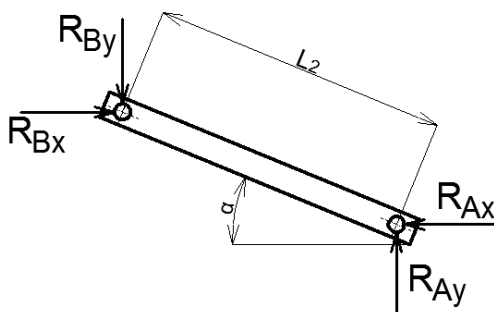
Uvolnění

Uvolnění jednotlivých těles (2, 3 a 4) s příslušnými podmínkami rovnováhy je zřejmé z následujících obrázků.

Zavedený souřadnicový systém



Obr. 5-3 Souřadnicový systém

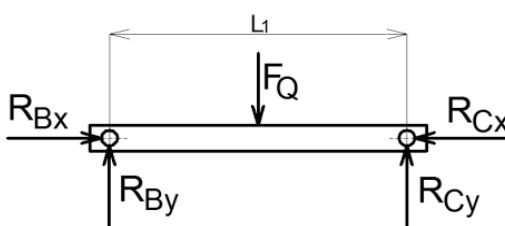
2. Těleso:

Obr. 5-4 Uvolnění tělesa 2

$$\Sigma F_x = 0 \rightarrow R_{Bx} - R_{Ax} = 0 \quad (5.3)$$

$$\Sigma F_y = 0 \rightarrow -R_{By} + R_{Ay} = 0 \quad (5.4)$$

$$\Sigma M_A = 0 \rightarrow -R_{By} \cdot (L_2 \cdot \cos \alpha) + R_{Bx} \cdot L_2 \cdot \sin \alpha = 0 \quad (5.5)$$

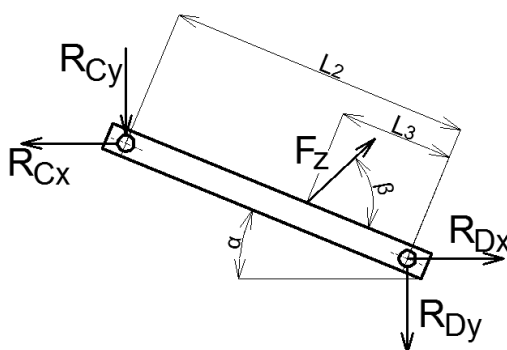
3. Těleso:

Obr. 5-5 Uvolnění tělesa 3

$$\Sigma F_x = 0 \rightarrow R_{Cx} - R_{Bx} = 0 \quad (5.6)$$

$$\Sigma F_y = 0 \rightarrow R_{By} + R_{Cy} - F_Q = 0 \quad (5.7)$$

$$\Sigma M_B = 0 \rightarrow F_Q \cdot \frac{L_1}{2} - R_{Cy} \cdot L_1 = 0 \quad (5.8)$$

4. Těleso:

Obr. 5-6 Uvolnění tělesa 4

$$\Sigma F_x = 0 \rightarrow -R_{Cx} + F_z \cdot \cos(\beta - \alpha) + R_{Dx} = 0 \quad (5.9)$$

$$\Sigma F_y = 0 \rightarrow -R_{Cy} - R_{Dy} + F_z \cdot \sin(\beta - \alpha) = 0 \quad (5.10)$$

$$\Sigma M_D = 0 \rightarrow (F_z \cdot \sin\beta \cdot L_3) - (R_{Cy} \cdot \cos\alpha \cdot L_2) - (R_{Cx} \cdot \sin\alpha \cdot L_2) = 0 \quad (5.11)$$

Postupné vyjádření neznámých

1. vyjádření z rovnice (6.7) $\rightarrow R_{Cy}$:

$$R_{Cy} = \frac{F_Q + \frac{L_1}{2}}{L_1} = \frac{2452,5 \cdot \frac{375}{2}}{375} = \underline{\underline{1226,3N}} \quad (5.12)$$

2. vyjádření z rovnice (6.6) $\rightarrow R_{By}$:

$$R_{By} = F_Q - R_{Cy} = 2452,5 - 1226,25 = \underline{\underline{1226,3N}} \quad (5.13)$$

3. vyjádření z rovnice (6.3) $\rightarrow R_{Ay}$:

$$R_{Ay} = R_{By} = \underline{\underline{1226,3N}} \quad (5.14)$$

4. vyjádření z rovnice (6.4) $\rightarrow R_{Bx}$:

$$R_{Bx} = \frac{R_{By} \cdot (L_2 \cdot \cos\alpha)}{L_2 \cdot \sin\alpha} = \frac{1226,3 \cdot (510 \cdot \cos 4,68^\circ)}{510 \cdot \sin 4,68^\circ} = \underline{\underline{14979,2N}} \quad (5.15)$$

5. vyjádření z rovnice (6.5) $\rightarrow R_{Cx}$:

$$R_{Cx} = R_{Bx} = \underline{\underline{14979,2N}} \quad (5.16)$$

6. vyjádření z rovnice (6.2) $\rightarrow R_{Ax}$:

$$R_{Ax} = R_{Bx} = \underline{\underline{14979,2N}} \quad (5.17)$$

7. vyjádření z rovnice (6.9) $\rightarrow F_z$:

$$F_z = \frac{(R_{Cy} \cdot \cos\alpha \cdot L_2) + (R_{Cx} \cdot \sin\alpha \cdot L_2)}{\sin\beta \cdot L_3} \quad (5.18)$$

$$F_z = \frac{(1226,3 \cdot \cos 4,68^\circ \cdot 510) + (14979,2 \cdot \sin 4,68^\circ \cdot 510)}{\sin 65,37^\circ \cdot 187} = \underline{\underline{7333,6N}}$$

8. vyjádření z rovnice (6.8) $\rightarrow R_{Dy}$:

$$R_{Dy} = F_z \cdot \sin(\beta - \alpha) - R_{Cy} = 7333,6 \cdot \sin(65,37^\circ - 4,68^\circ) - 1226,3 \quad (5.19)$$

$$R_{Dy} = \underline{\underline{5168,5N}}$$

9. vyjádření z rovnice (6.7) $\rightarrow R_{Dx}$:

$$R_{Dx} = R_{Cx} - F_z \cdot \cos(\beta - \alpha) = 14979,2 - 7333,6 \cdot \cos(65,37^\circ - 4,68^\circ) \quad (5.20)$$

$$R_{Dx} = \underline{\underline{11389,2N}}$$

5.4 Vypočítané reakční hodnoty v určitých polohách

Tab. 5-2 Reakce v určité poloze

Poloha	Reakce [N]								
	R_{Ax}	R_{Ay}	R_{Bx}	R_{By}	R_{Cx}	R_{Cy}	R_{Dx}	R_{Dy}	Fz
I	14979,2	1226,3	14979,2	1226,3	14979,2	1226,3	11389,2	5168,5	7333,6
II	4242,9	1226,3	4242,9	1226,3	4242,9	1226,3	835,9	4477,7	6644,0
III	2279,3	1226,3	2279,3	1226,3	2279,3	1226,3	-702,5	3858,2	5894,3
IV	1359,0	1226,3	1359,0	1226,3	1359,0	1226,3	-994,9	3338,4	5135,9

Většina hodnot v tabulce je kladná, to znamená, že odpovídají směrům uvedených v obrázcích uvolnění těles (2, 3 a 4), pokud je znaménko záporné síla mění směr.

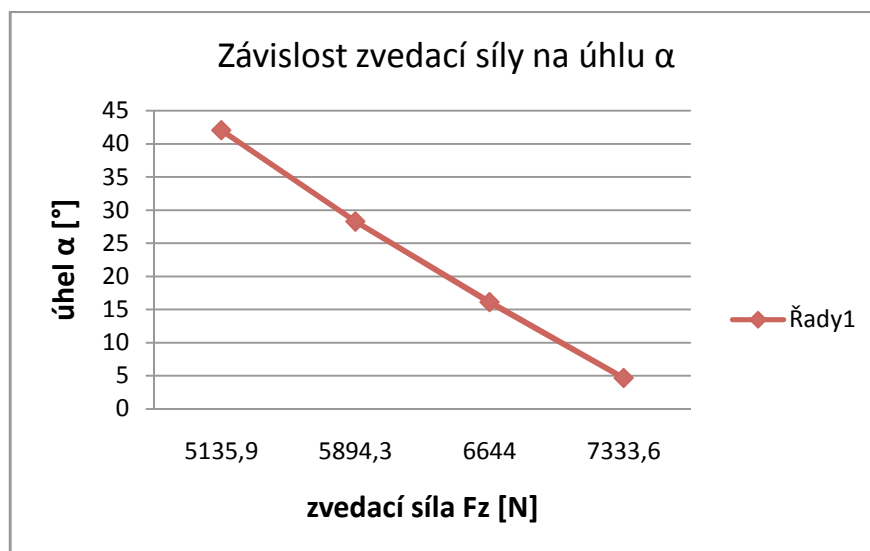
Z tabulky Tab. 5-2 jsem zjistil, že je mechanismus nejvíce namáhán v poloze „I“, kdy na něj působí zatížení F_Q . Nejvíce namáhané jsou čepy A, B, C (viz. Obr. 5-2).

Jelikož jsem počítal se zatížením F_Q s ohledem na symetrii mechanismu, výsledná zvedací síla bude dvojnásobná.

$$F_{Zc} = F_z \cdot 2 = \underline{\underline{14667,2N}} \quad (5.21)$$

5.5 Závislost zvedací síly na úhlu alfa

Na nadcházejícím grafu můžeme vidět, jak s rostoucím úhlem α , klesá velikost zvedací síly.



Obr. 5-7 Graf závislosti α a F_z

Volba hydraulického pístu

Podle výsledné rovnovážné síly F_{zc} jsem zvolil hydraulicky zvedák s nosností $2t=2000\text{kg}$. Minimální výška: 181mm, maximální výška: 297+48mm (stavitelná výška šroubem), zdvih: 116mm. [11]

$$F_p = m_z \cdot g = 2000 \cdot 9,81 = \underline{\underline{19620\text{N}}} \quad (5.22)$$

$$F_{zc} \leq F_p \rightarrow \text{zaručené zvedání} \quad (5.23)$$

$$14667,2 \leq 19620 - \text{Vyhovuje}$$

$F_p \dots$ síla vyvozená pístem



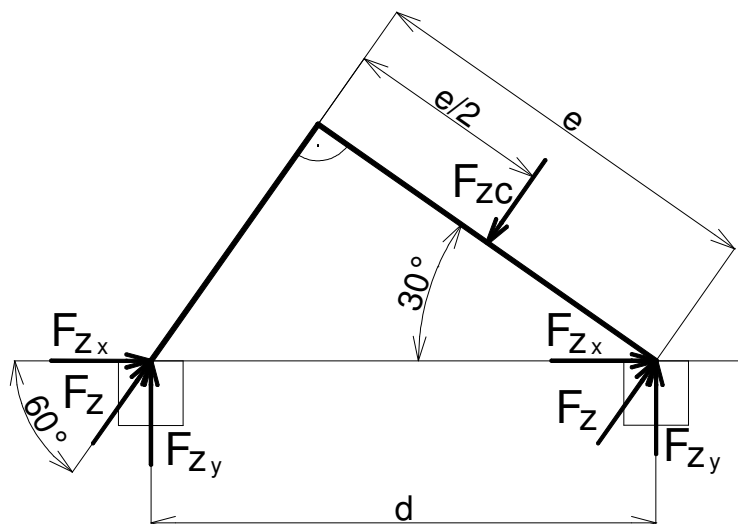
Obr. 5-8 Hydraulický zvedák [11]

5.6 Výpočet zatížení základového rámu

Abych mohl provádět napětěvou a deformační analýzu a jiné kontroly základového rámu, který je svařen z několika součástí, musím znát všechny zatěžující síly.

Rozložení sil pod upevňovací plochou

Rozložení síly jde vidět na reálném modelu (viz. Obr. 5-1).



Obr. 5-9 Rozložení sil pod upevňovací plochou

$$e=101,5\text{mm}$$

$$d=117\text{mm}$$

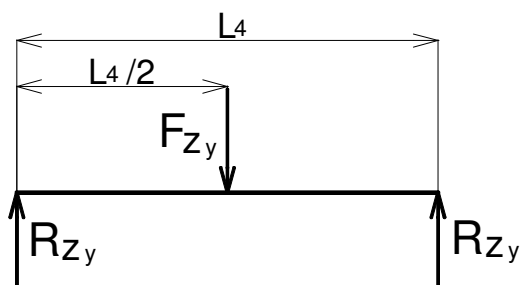
$$F_z = \frac{F_{zc}}{2} = \frac{14667,2}{2} = \underline{\underline{7333,6N}} \quad (5.24)$$

$$F_{zx} = F_z \cdot \cos 60^\circ = 7333,6 \cdot \cos 60^\circ = \underline{\underline{3666,8N}} \quad (5.25)$$

$$F_{zy} = F_z \cdot \sin 60^\circ = 7333,6 \cdot \sin 60^\circ = \underline{\underline{6351,1N}} \quad (5.26)$$

Rozložení sil na příčniku

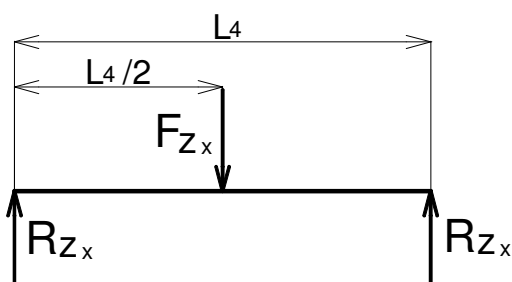
- v rovině y a x



Obr. 5-10 Schéma zatížení příčniku v rovině „y“

$$R_{zy} = \frac{F_{zy}}{2} = \frac{6351,1}{2} = \underline{\underline{3175,6N}} \quad (5.27)$$

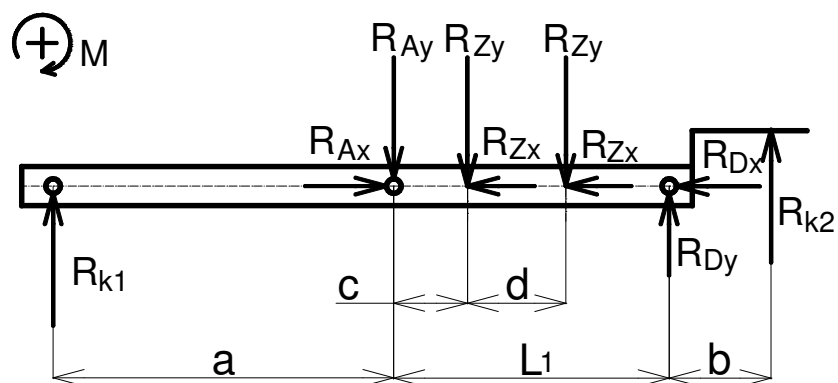
$$L_4 = 250mm$$



Obr. 5-11 Schéma zatížení příčniku v rovině „x“

$$R_{zx} = \frac{F_{zx}}{2} = \frac{3666,8}{2} = \underline{\underline{1833,4N}} \quad (5.28)$$

Celkové zatížení základového rámu



Obr. 5-12 Schéma zatížení základového rámu

$$a=457\text{mm}$$

$$b=93\text{mm}$$

$$c=124\text{mm}$$

$$d=117\text{mm}$$

$$L_1=375\text{mm}$$

Vyjádření neznámých z rovnic rovnováhy:

$$\Sigma F_y = 0 \rightarrow R_{k1} - R_{Ay} - (2 \cdot R_{zy}) + R_{Dy} + R_{k2} = 0 \quad (5.29)$$

$$\Sigma M_{k1} = 0; \quad (5.30)$$

$$(R_{Ay} \cdot a) + [R_{zy} \cdot (2 \cdot a + 2 \cdot c + d)] - [R_{Dy} \cdot (a + L_1)] - [R_{k2} \cdot (a + L_1 + b)] = 0$$

$$R_{k2} = \frac{(R_{Ay} \cdot a) + [R_{zy} \cdot (2 \cdot a + 2 \cdot c + d)] - [R_{Dy} \cdot (a + L_1)]}{(a + L_1 + b)} \quad (5.31)$$

$$= \frac{(1226,3 \cdot 457) + [3175,6 \cdot (2 \cdot 457 + 2 \cdot 124 + 117)] - [5168,5 \cdot (457 + 375)]}{(457 + 375 + 93)}$$

$$= \underline{\underline{347,9\text{N} \cong 35,5\text{kg}}}$$

$$R_{k1} = R_{Ay} + 2 \cdot R_{zy} - R_{Dy} - R_{k2} \quad (5.32)$$

$$= 1226,3 + 2 \cdot 3175,6 - 5168,5 - 347,9 = \underline{\underline{2061,1\text{N} \cong 210,1\text{kg}}}$$

Tab. 5-3 Změna podpůrných reakcí v poloze I a IV

Poloha	R_{k1} [N]	R_{k2} [N]
I	2061,1	347,9
IV	1657,6	678,1

Síly jsou na základovém rámu nerovnoměrně rozloženy, proto jsou podpůrné reakce různé a navíc se při změně polohy mění. V tabulce (Tab. 5-3) jde vidět, jak se hodnoty mění v závislosti na poloze. Tabulka (Tab. 5-3) je zároveň kontrolou, pokud jsou hodnoty kladné je zaručeno, že nedojde k převrácení.

6 PEVNOSTNÍ KONTROLA

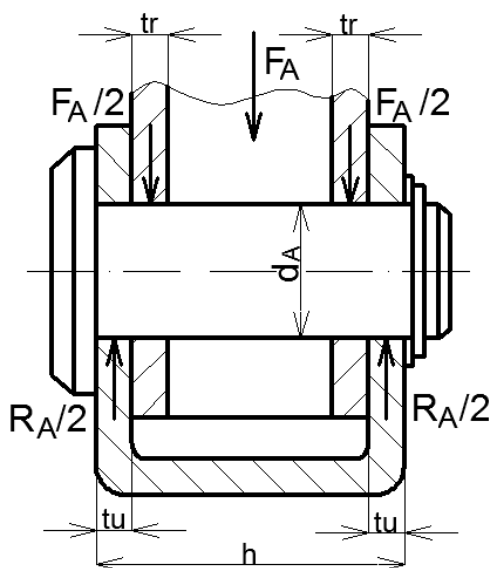
Všechny pevnostní kontroly budou prováděny v nejvíce namáhaném stavu, a to v poloze I, kdy na mechanismus působí největší zatížení (viz. Tab. 5-2).

6.1 Návrh a kontrola čepů

V místech A, B, C, D (viz. Obr. 5-2), v kloubových spojích táhla s rameny a pístem, jsou uloženy čepy na, které působí reakční síly. S ohledem na bezpečnost je nutná pevnostní kontrola (smyk, otláčení, ohyb).

Čep A

Navržený čep A je stejný v místech A, B, C i D, kde je menší zatížení a z důvodu stejnosti je předimenzován. Navržený průměr čepu A je 13mm a je z materiálu 11 600.



Obr. 6-1 Schéma zatížení čepu A

Zatížení čepu:

$$R_A = F_A = \sqrt{R_{Ax}^2 + R_{Ay}^2} = \sqrt{14979,2^2 + 1226,3^2} = \underline{\underline{15029,3N}} \quad (6.1)$$

Kontrola na smyk

$$\tau_{sA} = \frac{F_A}{2 \cdot S_A} = \frac{F_A}{2 \cdot \frac{\pi \cdot d_A^2}{4}} = \frac{15029,3}{2 \cdot \frac{\pi \cdot 13^2}{4}} = \underline{\underline{56,6MPa}} \quad (6.2)$$

$$\tau_{sA} \leq \tau_{Ds1} \quad (6.3)$$

56,6 < 110 – Vyhovuje

S_A ...průřez čepu A (mm^2)

τ_{Ds1} ...dovolené napětí ve smyku pro materiál 11600 [12]

Kontrola na otlačení v rámu

$$p_A = \frac{F_A}{2 \cdot S_{pA}} = \frac{F_A}{2 \cdot (d_A \cdot t_u)} = \frac{15029,3}{2 \cdot (13 \cdot 4)} = \underline{\underline{144,5 \text{ MPa}}} \quad (6.4)$$

$$p_A \leq p_{D1} \quad (6.5)$$

144,5 < 150 – Vyhovuje

p_{D1} ...dovolené napětí v tlaku pro materiál 11 373 [12]

S_{pA} ...namáhaná plocha rámu na otlačení

Kontrola na ohyb

$$\sigma_{oA} = \frac{M_{oA}}{W_{oA}} = \frac{\frac{R_A}{2} \cdot \left(\frac{t_u + t_r}{2} + v \right)}{\frac{\pi \cdot d_A^3}{32}} = \frac{\frac{15029,3}{2} \cdot \left(\frac{4 + 4}{2} + 1 \right)}{\frac{\pi \cdot 13^3}{32}} = \underline{\underline{174,2 \text{ MPa}}} \quad (6.6)$$

$$\sigma_{oA} \leq \sigma_{Do1} \quad (6.7)$$

174,2 < 190 – Vyhovuje

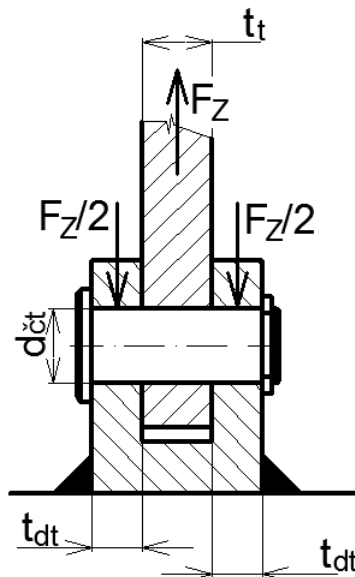
σ_{Do} ...dovolené napětí v ohybu pro materiál 11 600 (MPa) [12]

M_{oA} ...ohybový moment působící na čep A (Nmm)

W_{oA} ...modul průřezu v ohybu (mm^3)

Čep táhla

Čep je zatížen zvedací silou F_z . Navržený průměr čepu táhla je 10mm a je z materiálu 11 600.



Obr. 6-2 Schéma zatížení čepu táhla

Kontrola na smyk

$$\tau_{S\check{c}t} = \frac{F_z}{2 \cdot S_{\check{c}t}} = \frac{F_z}{2 \cdot \frac{\pi \cdot d_{\check{c}t}^2}{4}} = \frac{7333,6}{2 \cdot \frac{\pi \cdot 10^2}{4}} = \underline{\underline{46,7 \text{ MPa}}} \quad (6.8)$$

$$\tau_{S\check{c}t} \leq \tau_{Ds1} \quad (6.9)$$

46,7 < 110 – Vyhovuje

τ_{Ds1} ...dovolené napětí ve smyku pro materiál 11600 [12]

$S_{\check{c}t}$...průřez čepu táhla (mm^2)

Kontrola na otláčení v držáku

$$p_{dt} = \frac{F_z}{2 \cdot S_{p_{dt}}} = \frac{F_z}{2 \cdot (d_{\check{c}t} \cdot t_{dt})} = \frac{7333,6}{2 \cdot (10 \cdot 4)} = \underline{\underline{91,7 \text{ MPa}}} \quad (6.10)$$

$$p_{dt} \leq p_{D1} \quad (6.11)$$

91,7 < 150 – Vyhovuje

p_{D1} ...dovolené napětí v tlaku pro materiál 11 373 [12]

S_{pdt} ...namáhaná plocha držáku na otláčení (mm^2)

Kontrola na otláčení v táhle

$$p_t = \frac{F_Z}{S_{pt}} = \frac{F_Z}{d_{\check{c}t} \cdot t_t} = \frac{7333,6}{10 \cdot 5} = \underline{\underline{146,7 \text{ MPa}}} \quad (6.12)$$

$$p_t \leq p_{D2} \quad (6.13)$$

146,7 < 160 – Vyhovuje

p_{D2} ...dovolené napětí v tlaku pro materiál 11 423 [12]

S_{pt} ...namáhaná plocha táhla na otláčení (mm^2)

Kontrola na ohyb

$$\sigma_{o\check{c}t} = \frac{M_{o\check{c}t}}{W_{o\check{c}t}} = \frac{\frac{F_Z}{2} \cdot \left(\frac{t_{dt} + t_t}{2}\right)}{\frac{\pi \cdot d_{\check{c}t}^3}{32}} = \frac{\frac{7333,6}{2} \cdot \left(\frac{4 + 5}{2}\right)}{\frac{\pi \cdot 10^3}{32}} = \underline{\underline{168,1 \text{ MPa}}} \quad (6.14)$$

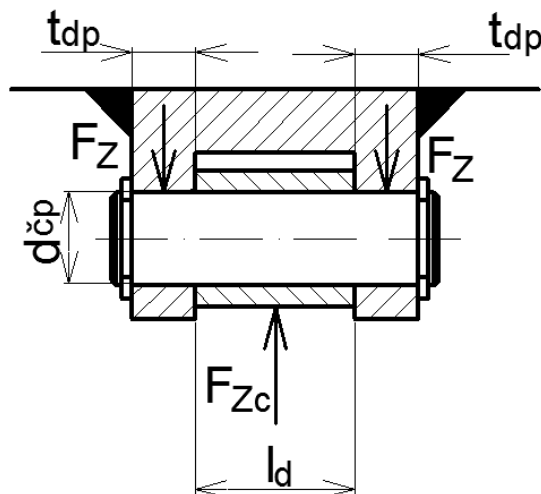
$$\sigma_{o\check{c}t} \leq \sigma_{D01} \quad (6.15)$$

168,1 < 190 – Vyhovuje

σ_{D01} ...dovolené napětí v ohybu pro materiál 11 600 [12]

Čep pístu

Čep pístu je namáhán celkovou zvedací silou od hydraulického pístu. Navržený průměr čepu táhla je 16 mm a je z materiálu 11 700.



Obr. 6-3 Schéma zatížení čepu pístu

Kontrola na smyk

$$\tau_{S_{\check{c}p}} = \frac{F_{Zc}}{2 \cdot S_{\check{c}p}} = \frac{F_{Zc}}{2 \cdot \frac{\pi \cdot d_{\check{c}p}^2}{4}} = \frac{14667,2}{2 \cdot \frac{\pi \cdot 16^2}{4}} = \underline{\underline{36,5MPa}} \quad (6.16)$$

$$\tau_{S_{\check{c}p}} \leq \tau_{Ds2} \quad (6.17)$$

36,5 < 125 – Vyhovuje

τ_{Ds2} ...dovolené napětí ve smyku pro materiál 11700 [12]

Kontrola na otláčení v držáku pístu

$$p_{dp} = \frac{F_{Zc}}{2 \cdot S_{p_{dp}}} = \frac{F_{Zc}}{2 \cdot (d_{\check{c}p} \cdot t_{dp})} = \frac{14667,2}{2 \cdot (16 \cdot 5)} = \underline{\underline{91,7MPa}} \quad (6.18)$$

$$p_{dp} \leq p_{D1} \quad (6.19)$$

91,7 < 150 – Vyhovuje

p_{D1} ...dovolené napětí v tlaku pro materiál 11373 [12]

Kontrola na ohyb

$$\sigma_{o_{\check{c}p}} = \frac{M_{o_{\check{c}p}}}{W_{o_{\check{c}p}}} = \frac{F_z \cdot \left(\frac{l_d + t_{dp}}{2}\right)}{\frac{\pi \cdot d_{\check{c}p}^3}{32}} = \frac{7333,6 \cdot \left(\frac{27 + 5}{2}\right)}{\frac{\pi \cdot 16^3}{32}} = \underline{\underline{291,8MPa}} \quad (6.20)$$

$$\sigma_{o_{\check{c}p}} \leq \sigma_{Do2} \quad (6.21)$$

291 < 310 – Vyhovuje

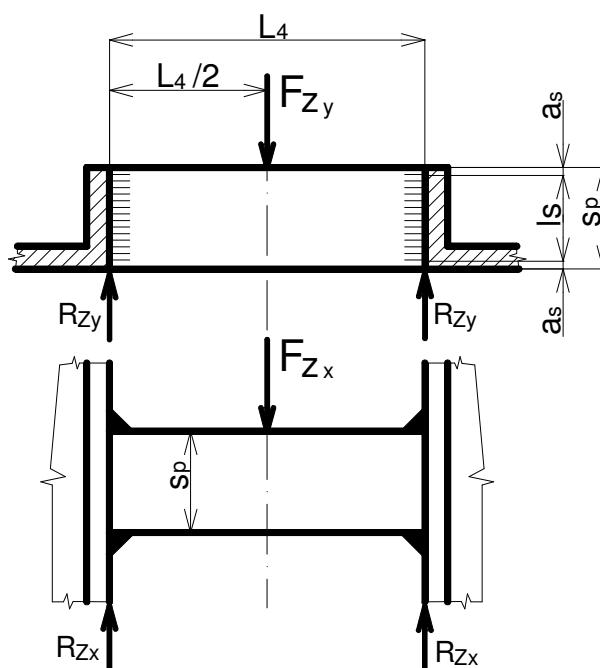
σ_{Do2} ...dovolené napětí v ohybu pro materiál 11 700 [12]

6.2 Kontrola svarů

Základový rám je kompletní svařovaná konstrukce, proto je vhodné zkontrolovat nosné svary z hlediska bezpečnosti. Konstrukční svary, které slouží jen ke spojení nemusí být kontrolovány. Podle tloušťky svařovaných materiálů jsem volil velikost koutového svaru $a_s = 4$

Příčník

Příčník je zatížen silou F_{Zy} a F_{Zx} (viz. kapitola 5.6) rozložení sil na příčníku. A je přivařen k U profilu koutovým svarem.



Obr. 6-4 Schéma svaření příčníku

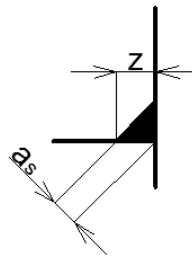
Svar namáhaný silou F_{Zy} :

Ohyb

$$\tau_{\perp}^{F_{Zy}} = \frac{M_{oy}}{W_{osvx}} = \frac{R_{Zy} \cdot \frac{L_4}{2}}{4 \cdot \frac{1}{6} \cdot a_s \cdot l_s^2} = \frac{3175,5 \cdot \frac{250}{2}}{4 \cdot \frac{1}{6} \cdot 4 \cdot 31,6^2} = \underline{\underline{149,1 \text{ MPa}}} \quad (6.22)$$

$$\tau_{\perp}^{F_{Zy}} \leq \tau_{\perp Dsv} \quad (6.23)$$

149,1 < 179,1 – Vyhovuje



Obr. 6-5 Koutový svar

$$l_s = s_p - 2,1 \cdot a_s = 40 - 2,1 \cdot 4 = \underline{\underline{31,6\text{mm}}} \quad (6.24)$$

$$\tau_{\perp Dsv} = k_3 \cdot \frac{Re}{k_s} = 0,86 \cdot \frac{250}{1,2} = \underline{\underline{179,1\text{MPa}}} \quad (6.25)$$

W_{osvx} ...modul průřezu v ohybu ve svaru (mm^3)

$\tau_{\perp Dsv}$...kolmé dovolené napětí ve svaru (MPa)

l_s ...nosná délka svaru (mm)

k_3 ...převodní součinitel svaru v kolmém směru [14], $k_3=0,86$

Re ...mez kluzu v tahu pro materiál 11373 [12], $Re=250\text{ MPa}$

k_s ...součinitel bezpečnosti $k_s=1,2$

Smyk

$$\tau_{\parallel}^{Fzy} = \frac{R_{zy}}{4 \cdot S_{sv}} = \frac{R_{zy}}{4 \cdot a_s \cdot l_s} = \frac{3175,5}{4 \cdot 4 \cdot 31,6} = \underline{\underline{6,3\text{MPa}}} \quad (6.26)$$

$$\tau_{\parallel}^{Fzy} \leq \tau_{\parallel Dsv} \quad (6.27)$$

$6,3 < 145,9$ – Vyhovuje

$\tau_{\parallel Dsv}$...rovnoběžné dovolené napětí ve svaru (MPa)

$$\tau_{\parallel Dsv} = k_4 \cdot \frac{Re}{k_s} = 0,7 \cdot \frac{250}{1,2} = \underline{\underline{145,9\text{MPa}}} \quad (6.28)$$

k_4 ... převodní součinitel svaru v rovnoběžném směru [14], $k_4=0,7$

Svar namáhaný silou F_{zx} :

Ohyb

$$\tau_{\perp}^{F_{zx}} = \frac{M_{ox}}{W_{osvy}} = \frac{R_{zx} \cdot \frac{L_4}{2}}{\frac{J_y}{\frac{s_p}{2} + a_s}} = \frac{1833,4 \cdot \frac{250}{2}}{\frac{245384,5}{\frac{40}{2} + 4}} = \underline{\underline{22,4MPa}} \quad (6.29)$$

$$\tau_{\perp}^{F_{zx}} \leq \tau_{\perp Dsv} \quad (6.30)$$

22,4 < 179,1 – Vyhovuje

$$J_y = 4 \cdot \left[\frac{a_s^3 \cdot l_s}{12} + a_s \cdot l_s \cdot \left(\frac{s_p + a_s}{2} \right)^2 \right] = 4 \cdot \left[\frac{4^3 \cdot 31,6}{12} + 4 \cdot 31,6 \cdot \left(\frac{40 + 4}{2} \right)^2 \right] \quad (6.31)$$

$$= \underline{\underline{245384,5}}$$

J_y ...kvadratický moment sklopeného nosného průřezu svaru k ose y[13]

Výsledné napětí ve svaru příčnicku:

$$\tau_{vys} = \sqrt{\left(\frac{\tau_{\perp}^{F_{zy}} + \tau_{\perp}^{F_{zx}}}{k_3} \right)^2 + \left(\frac{\tau_{\parallel}^{F_{zy}}}{k_4} \right)^2} \quad (6.32)$$

$$= \sqrt{\left(\frac{149,1 + 22,4}{0,86} \right)^2 + \left(\frac{6,3}{0,7} \right)^2} = \underline{\underline{199,6MPa}}$$

$$\tau_{vys} \leq \tau_{Dsv} \quad (6.33)$$

199,6 < 235,8 – Vyhovuje

$$\tau_{Dsv} = \beta_s \cdot \frac{Re}{k_s} = 1,132 \cdot \frac{250}{1,2} = \underline{\underline{235,8MPa}} \quad (6.34)$$

$$\beta_s = 1,3 - (0,03 \cdot z) = 1,3 - (0,03 \cdot 5,6) = \underline{\underline{1,132}} \quad (6.35)$$

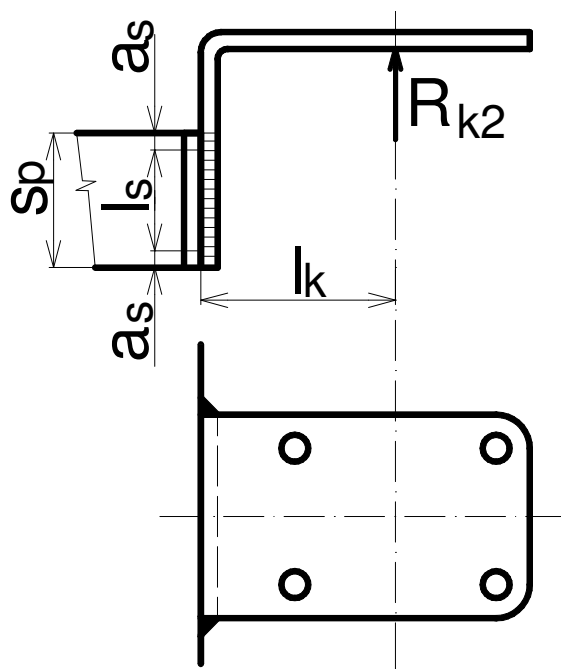
$$z = \sqrt{2} \cdot a_s = 1,4 \cdot 4 = \underline{\underline{5,6mm}} \quad (6.36)$$

β_s ...součinitel tloušťky koutového svaru

z ...tloušťka svaru (mm)

Držák kolečka

Svar držáku kolečka se kontroluje při zatížení ve stavu IV, jelikož na něj působí větší zatížení než při stavu I.



Obr. 6-6 Schéma přivaření držáku kolečka

Svar namáhaný silou R_{k2} :

Ohyb

$$\tau_{\perp}^{R_{k2}} = \frac{M_{ok}}{W_{osvk}} = \frac{R_{k2} \cdot l_k}{2 \cdot \frac{1}{6} \cdot a_s \cdot l_s^2} = \frac{678,1 \cdot 58}{2 \cdot \frac{1}{6} \cdot 4 \cdot 31,6^2} = \underline{\underline{29,5 \text{ MPa}}} \quad (6.37)$$

$$\tau_{\perp}^{R_{k2}} \leq \tau_{\perp Dsv} \quad (6.38)$$

29,5 < 179,1 – Vyhovuje

Smyk

$$\tau_{\parallel}^{R_{k2}} = \frac{R_{k2}}{2 \cdot a_s \cdot l_s} = \frac{678,1}{2 \cdot 4 \cdot 31,6} = \underline{\underline{2,7 \text{ MPa}}} \quad (6.39)$$

$$\tau_{\parallel}^{R_{k2}} \leq \tau_{\parallel Dsv} \quad (6.40)$$

2,7 < 145,8 – Vyhovuje

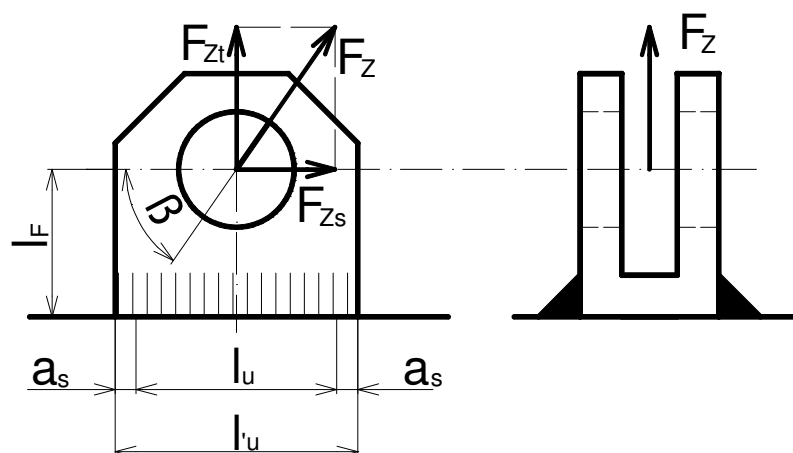
Výsledné napětí ve svaru držáku kolečka:

$$\tau_{výsk} = \sqrt{\left(\frac{\tau_{\perp}^{R_{k2}}}{k_3}\right)^2 + \left(\frac{\tau_{\parallel}^{R_{k2}}}{k_4}\right)^2} = \sqrt{\left(\frac{29,5}{0,86}\right)^2 + \left(\frac{2,7}{0,7}\right)^2} = \underline{\underline{34,5 MPa}} \quad (6.41)$$

$$\tau_{výsk} \leq \tau_{Dsv} \quad (6.42)$$

34,5 < 235,8 – Vyhovuje

Držák táhla



Obr. 6-7 Schéma přivaření držáku táhla

$$F_{Zt} = F_Z \cdot \sin \beta = 7333,6 \cdot \sin 65,3^\circ = \underline{\underline{6662,6 N}} \quad (6.43)$$

$$F_{Zs} = F_Z \cdot \cos \beta = 7333,6 \cdot \cos 65,3^\circ = \underline{\underline{3064,5 N}} \quad (6.44)$$

Svar namáhaný silou F_Z :

Tah

$$\tau_{\perp}^{F_{Zt}} = \frac{F_{Zt}}{2 \cdot S_{sv}} = \frac{F_{Zt}}{2 \cdot a_s \cdot l_u} = \frac{6662,6}{2 \cdot 4 \cdot 21,6} = \underline{\underline{38,6 MPa}} \quad (6.45)$$

$$\tau_{\perp}^{F_{Zt}} \leq \tau_{\perp Dsv} \quad (6.46)$$

38,6 < 179,1 – Vyhovuje

Smyk

$$\tau_{\parallel}^{F_{Zs}} = \frac{F_{Zs}}{2 \cdot S_{sv}} = \frac{F_{Zs}}{2 \cdot a_s \cdot l_u} = \frac{3064,5}{2 \cdot 4 \cdot 21,6} = \underline{\underline{17,7 MPa}} \quad (6.47)$$

$$\tau_{\parallel}^{F_{Zs}} \leq \tau_{\parallel Dsv} \quad (6.48)$$

17,7 < 145,8 - Vyhovuje

Ohyb

$$\tau_{\perp}^{F_{Zs}} = \frac{M_{ot}}{W_{osvt}} = \frac{F_{Zs} \cdot l_F}{2 \cdot \frac{1}{6} \cdot a_s \cdot l_u^2} = \frac{3064,5 \cdot 15}{2 \cdot \frac{1}{6} \cdot 4 \cdot 21,6^2} = \underline{\underline{73,9 MPa}} \quad (6.49)$$

$$\tau_{\perp}^{F_{Zs}} \leq \tau_{\perp Dsv} \quad (6.50)$$

73,9 < 179,1 – Vyhovuje

Výsledné napětí ve svaru držáku táhla:

$$\tau_{výst} = \sqrt{\left(\frac{\tau_{\perp}^{F_{Zt}} + \tau_{\perp}^{F_{Zs}}}{k_3}\right)^2 + \left(\frac{\tau_{\parallel}^{F_{Zs}}}{k_4}\right)^2} \quad (6.51)$$

$$= \sqrt{\left(\frac{38,6 + 73,9}{0,86}\right)^2 + \left(\frac{17,7}{0,7}\right)^2} = \underline{\underline{133,2 MPa}}$$

$$\tau_{výst} \leq \tau_{Dsv} \quad (6.52)$$

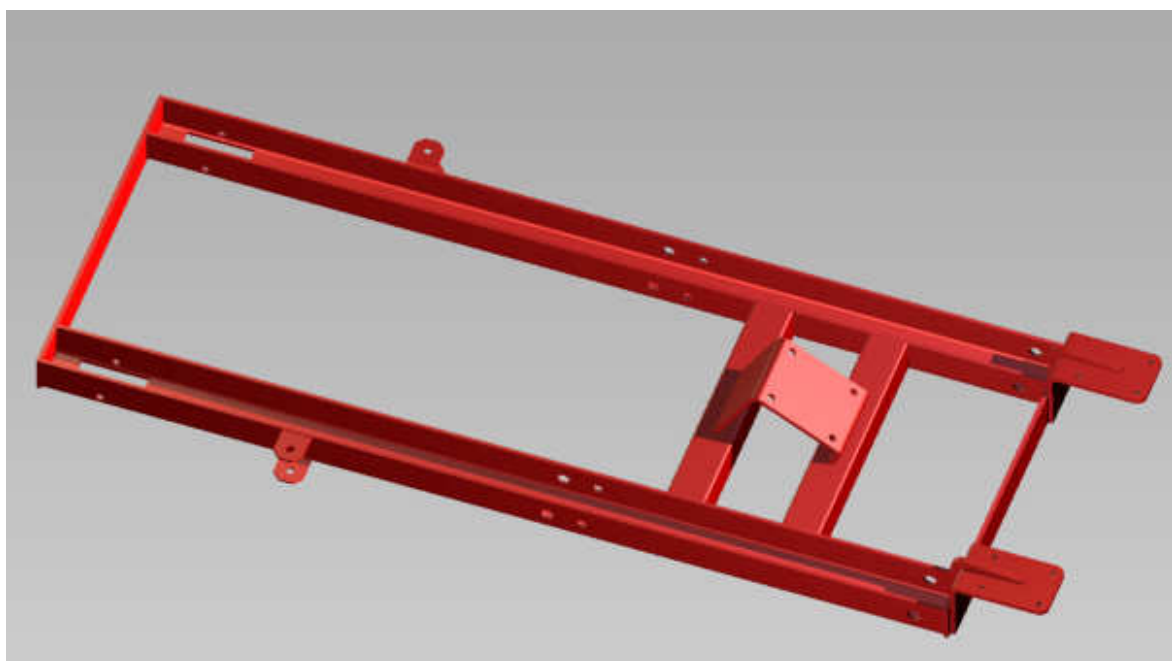
133,2 < 235,8 – Vyhovuje

6.3 Kontrola základového rámu:

Provádím napěťovou a deformační analýzu na 3D modelu základového rámu motocyklového hydraulického zvedáku, v jeho nejzatíženějším stavu za pomoci metody konečných prvků.

6.3.1 Vytvoření počítačového modelu

Model základového rámu jsem si vymodeloval za pomoci softwaru Autodesk Inventor 2011.



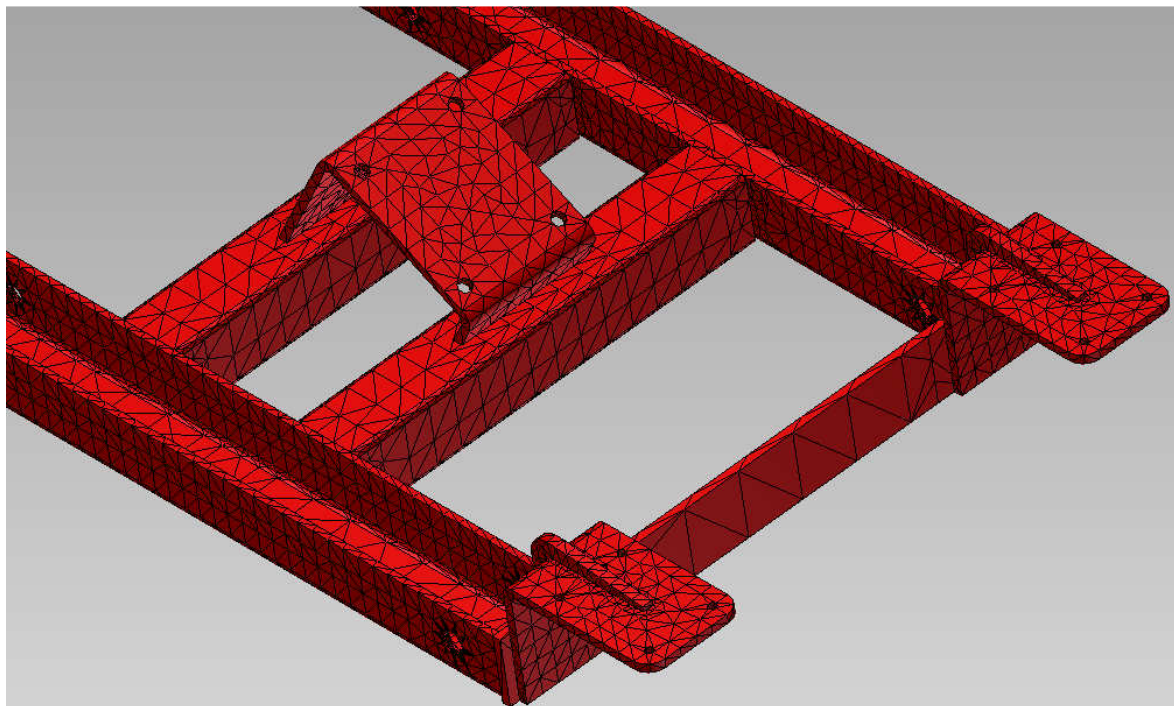
Obr. 6-8 Model základového rámu

6.3.2 Sít'

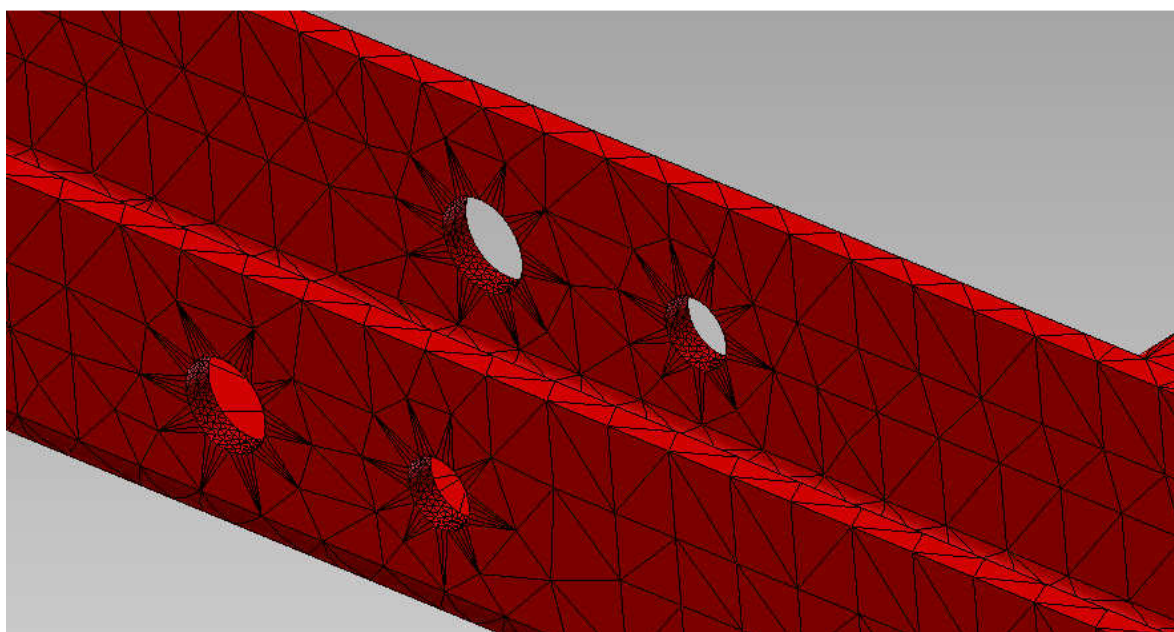
Zobrazení sítě konečných prvků na modelu rámu. V místech působení reakcí jsem provedl zjemnění sítě, kde se předpokládá největší deformace.

Detail (viz. Obr. 6-10)

Výpočtový model obsahuje 81822 uzlů (39469 elementů).



Obr. 6-9 Sít' konečných prvků



Obr. 6-10 Zjemnění sítě v místě díry

Materiály celé svařované konstrukce jsou z oceli 11 373 a jsou považovány za homogenní, izotropní a lineární.

(modul pružnosti $E = 2.1 \times 10^5$ MPa, poissonovo číslo $\mu = 0,3$, $R_e = 250$ MPa)

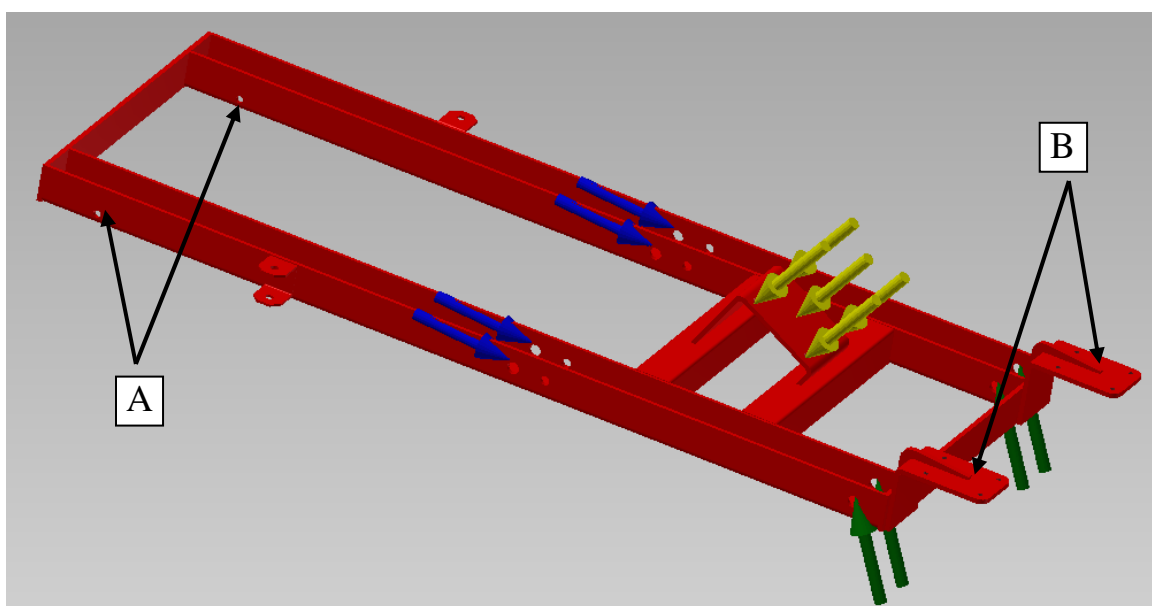
6.3.3 Zadání okrajových podmínek

Ukotvení a zatížení součástí:

- V místě A je použita vazba ukotvení rámu a odebírá 2 stupně volnosti (v ose x, y).
- Pod B je použita vazba ukotvení rámu a odebírá všechny stupně volnosti.
- Modrými a zelenými šipkami jsou zadány reakce R_A , R_D působící na rám.
- Žlutými šipkami je zadána působící zvedací síla.

Silové okrajové podmínky jsou zadány ve směru osy x a y.

Vstupní hodnoty nebo-li reakce vycházejí z tabulky (viz. Tab. 5-2), při poloze I.



Obr. 6-11 Zatěžující okrajové podmínky

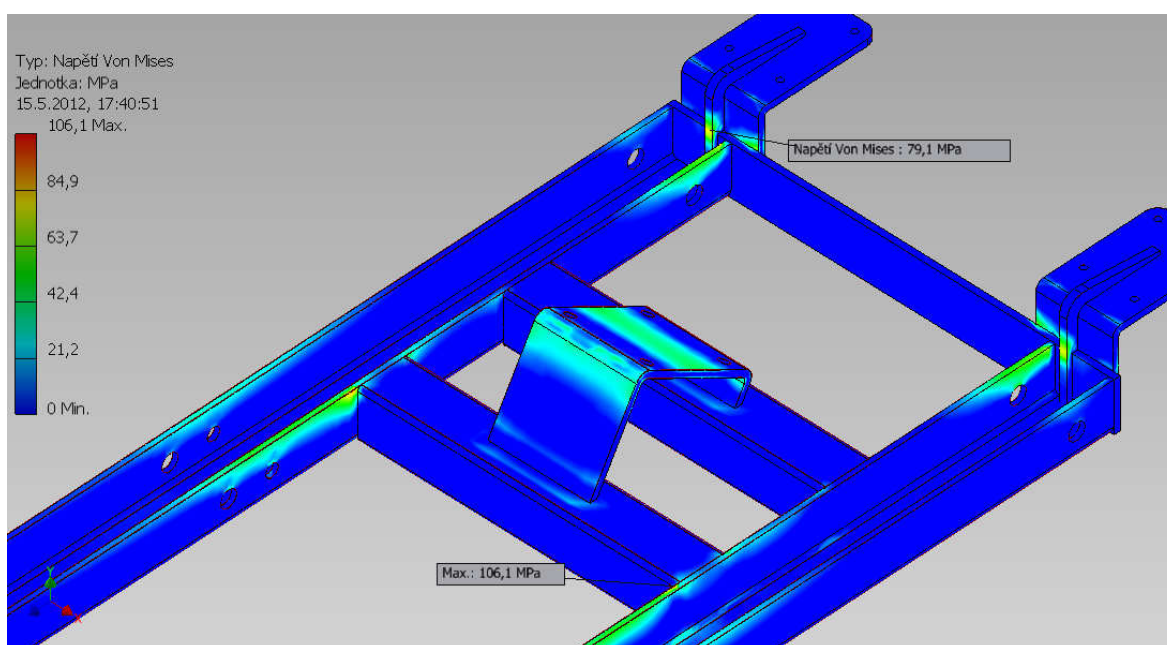
6.3.4 Vyhodnocení napjatosti a deformace

Po zadání okrajových podmínek jsem spustil výpočet a ze získaných výsledků se určila kritická místa, pro které se zjistilo maximální redukované napětí dle teorie HMH (VON MISES).

Napět'ová analýza:

Na níže uvedených obrázcích je znázorněno vznikající napětí při zatíženém stavu v poloze I. Největší napětí téměř 106,1 MPa vzniká zhruba ve středu rámu a je znázorněno červenou barvou. Nejmenší napětí, je znázorněno modrou barvou.

Redukované napětí dle HMH [MPa]:



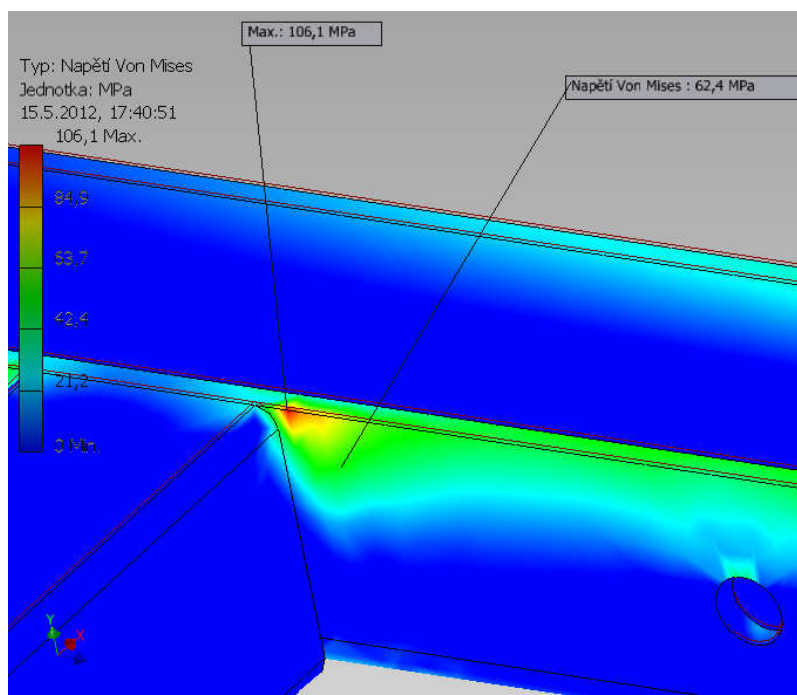
Obr. 6-12 Zobrazení napětí po simulaci

Zjištěné hodnoty napětí z pevnostní analýzy srovnávám pomocí vztahu pro HMH se součinitelem bezpečnosti

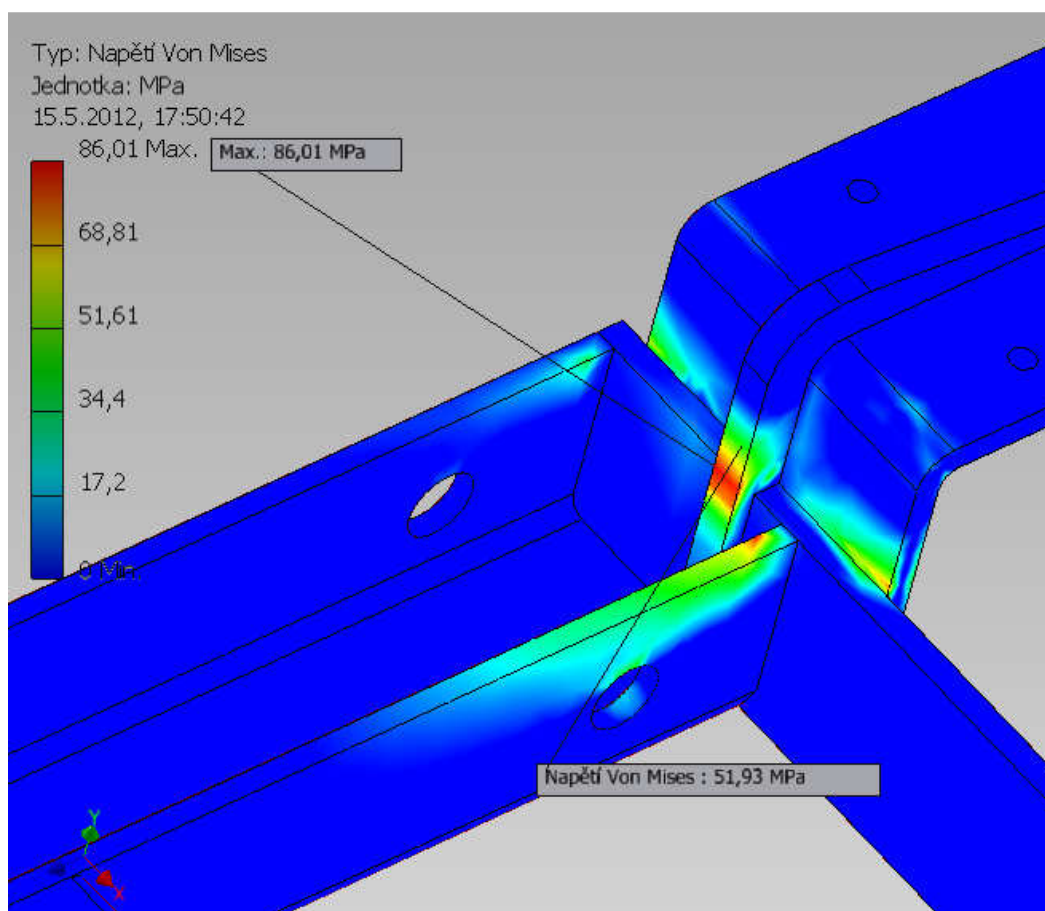
$$k_s = \frac{Re}{\sigma_{red}} = \frac{Re}{\sqrt{(\sigma_o^2 + 4 \cdot \tau_s^2)}} \geq 1,2 \quad (6.53)$$

$$k_s = \frac{250}{106,1} = 2,3$$

2,3 > 1,2 - Vyhovuje



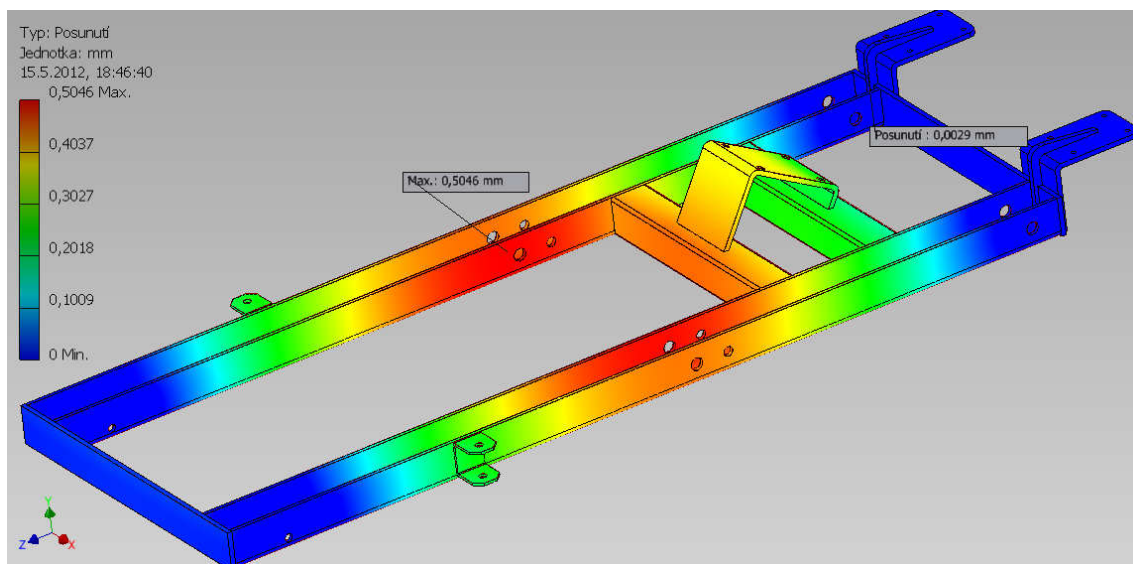
Obr. 6-13 Místo největšího napětí



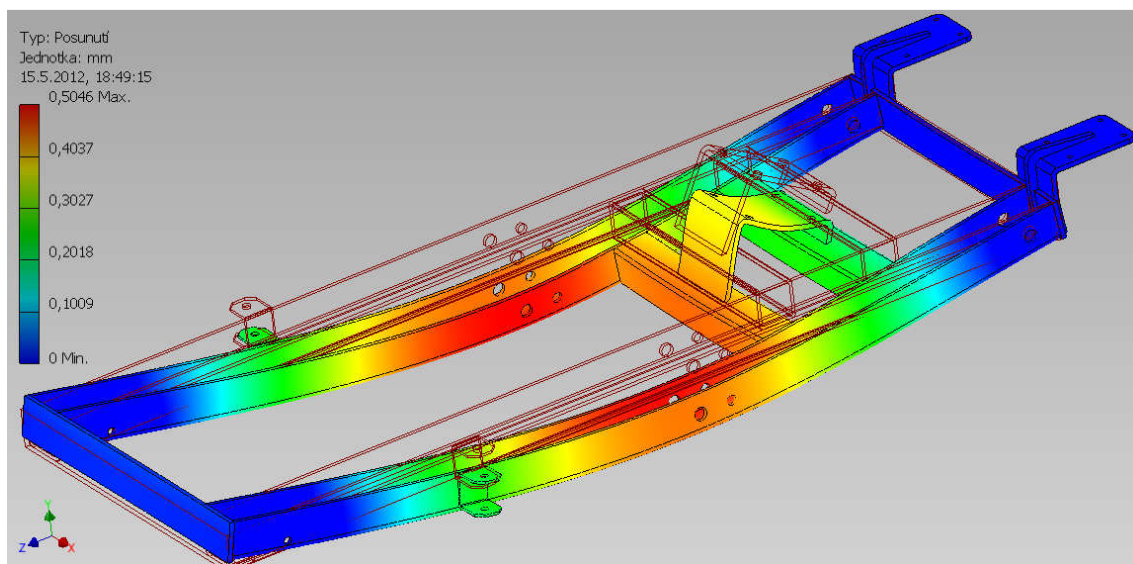
Obr. 6-14 Detailní zobrazení napětí při zatížení v horní poloze

Deformační analýza:

Zde je vidět, jak se bude součást celkově deformovat. Největší deformace o velikosti 0,504 mm nastává v místě označeném sytě červenou barvou. Nejmenší posuvy, které mají velikost 0 mm, jsou vyznačena tmavě modrou barvou a nachází se v místech upevnění rámu.



Obr. 6-15 Zobrazení posuvů



Obr. 6-16 Zobrazení posuvů ve zvětšeném měřítku

Vyhodnocení analýzy

Cílem bylo zjistit, jak velké budou deformace a napětí při zatížení základového rámu reakcemi o hodnotách (viz. Tab. 5-2) v poloze I (IV). Nejprve jsem součást vymodeloval a následně jsem součásti přiřadil okrajové podmínky a provedl pevnostní analýzu. Výsledkem jsou obrázky a hodnoty, ze kterých jsem získal rozložení posuvů a jakým způsobem se projevuje zvýšení napětí v rámu.

7 DOPLŇUJÍCÍ VYBAVENÍ

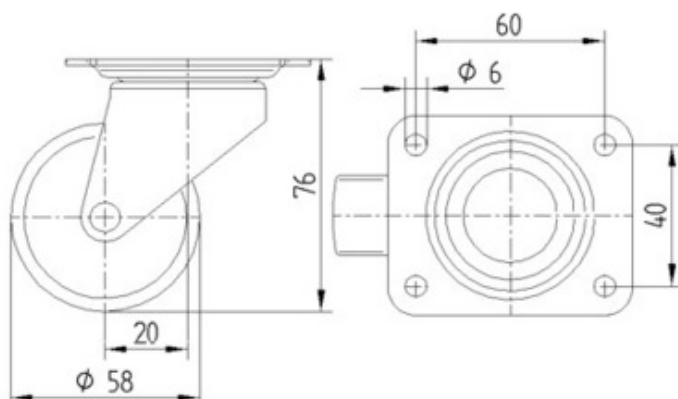
7.1 Volba pojezdových kol

Konstrukce hydraulického motocyklového zvedáku je vybavena průmyslovými pojezdovými koly a stabilizačními rameny. Kola slouží k dobré manipulaci s motocyklem při zatíženém, ale i nezatíženém stavu.

Navržené kola musí mít dostatečnou nosnost, aby unesla celou konstrukci i s maximálním zatížením, proto při volbě koleček vycházím z vypočítaných podpůrných reakcí R_{k1} a R_{k2} (viz. Tab. 5-3), jelikož v místech působení těchto reakcí jsou kola umístěna.

Kolo v místě R_{k2}

Volím otočné kolo z katalogu výrobce TENTE [15], které se skládá z: vidlice ocelového výlisku, otočného uložení pomocí kuličkového ložiska v otočné hlavě kola, středu kola vyrobeného z polypropylénu, kluzného uložení. Statická nosnost 200 kg. [15]



Obr. 7-1 Otočné kolo v místě působení R_{k2} [15]

Kolo v místě R_{k1}

Volím kolo od stejného výrobce jako u R_{k2} s tím že není otočné a je bez ocelové vidlice. Samostatné kolo je přímo otočně uloženo čepem v U profilu základového rámu.

Stabilizační ramena

Slouží k bez problémovému pojezdu a zároveň stabilitě zvedáku. Jsou umístěna po bocích základového rámu. Délka ramena je nastavitelná.

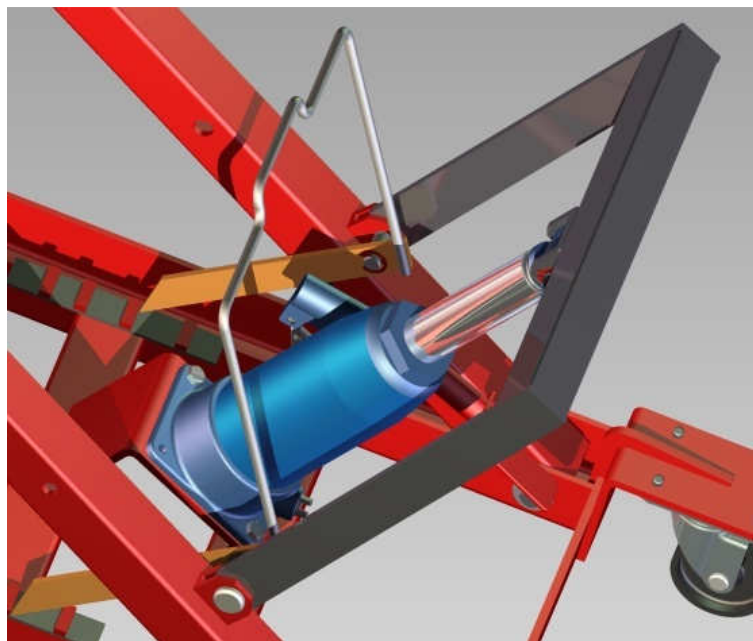
7.2 Návrh a volba mechanické aretace

Motocyklový hydraulický zvedák je pojištěn proti samovolnému spouštění, ale taky pro zajištění v určité poloze mechanickou aretací, která patří k bezpečnostnímu prvku zvedáku. K samovolnému spouštění může dojít v horším případě při netěsnosti (prasknutí těsnění) hydraulického zvedáku, nebo v lepším případě je špatně uzavřen vypouštěcí ventil.

Návrh variant aretace:

Zarážková aretace

Princip zarážkové aretace je založen na pákovém systému. Kde jedno rameno páky tvoří madlo a druhé rameno trn, který je otočně uložen. Madlo s trnem jsou k sobě pevně spojeny. Při zvedání trn přeskakuje přes zarážky, pokud by došlo k samovolnému spouštění, trn se zarazí o zarážky.

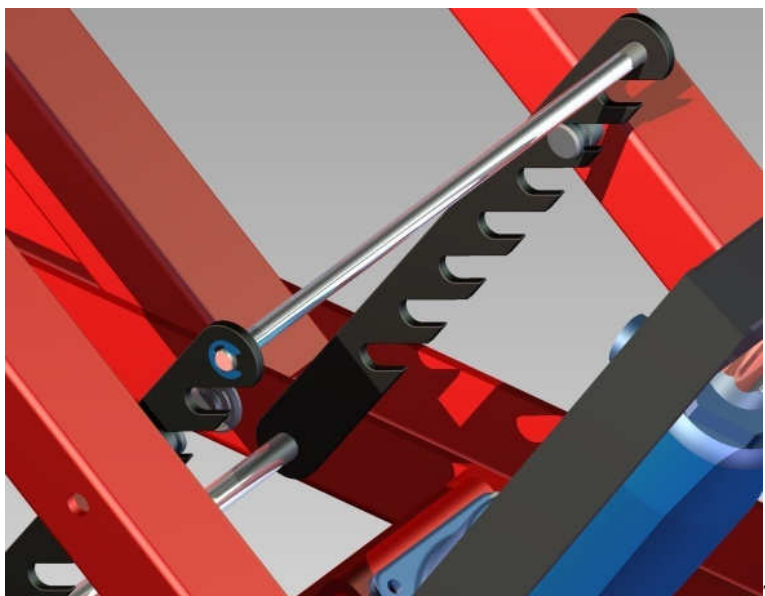


Obr. 7-2 Zarážková aretace

Zajištění v určité poloze v závislost na počtu zarážek a jejími vzdálenostmi mezi sebou. Při od aretování nutné nadzvednutí zvedáku a držení madla tak aby při spouštění nedošlo k zaražení.

Zubová aretace

Principem zubové aretace je vsazení krátkého čepu (který je zašroubován nebo přivařen k ramenu) do zubové drážky hřebenu. Hřeben je uložen ve spodní části otočně na příčné tyčce a v rovné části je spojen s tyčkou vymezovací a zároveň ovládací.



Obr. 7-3 Zubová aretace

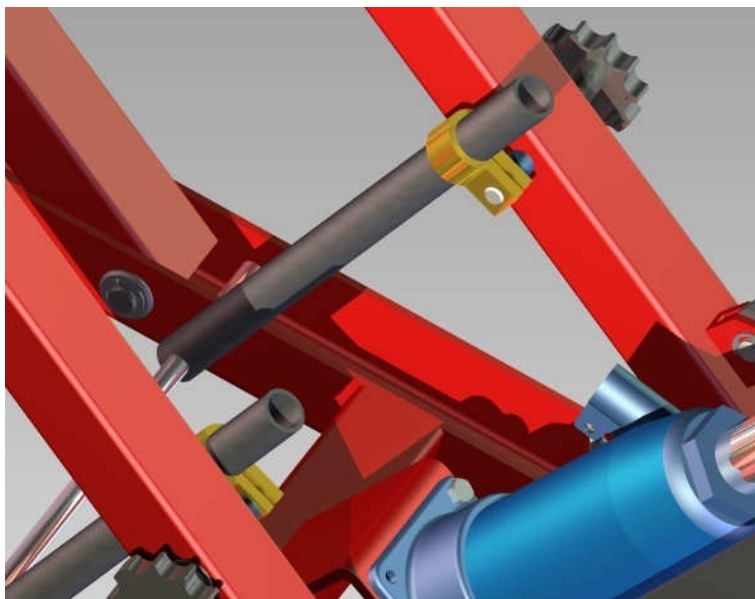
Podobné vlastnosti jako u zarážkové aretace, zajištění v určité poloze v závislosti na rozteči a počtu zubových drážek. Výhodou je jemnější odstupňování a menší zatížení hřebene, jelikož působící zatížení je na delším rameni.

Svěrná aretace

Aretace funguje na principu svěrného spoje. Funkční třecí plochu tvoří trubka, která je uložena otočně (jako u hřebenové aretace) a posuvně v objímce. Svěrná síla je vyvozena otáčením kolečka na vnější straně ramene (nebo-li na boku zvedáku). Kolečko je nasazeno na čepu a zajištěno stavěcím šroubem. Čep prochází skrz rameno až do objímky, kde je zašroubován a je uložen ve vodícím pouzdře tak aby splňoval svou funkci.

Svěrná aretace má složitější konstrukci než u předcházejících variant a je použito více komponentů. Její výhodou je aretace v jakékoliv poloze a při od aretování se nemusí nadzvedávat zvedák.

Z důvodu nejvhodnějšího zajištění, volím svěrnou aretaci.

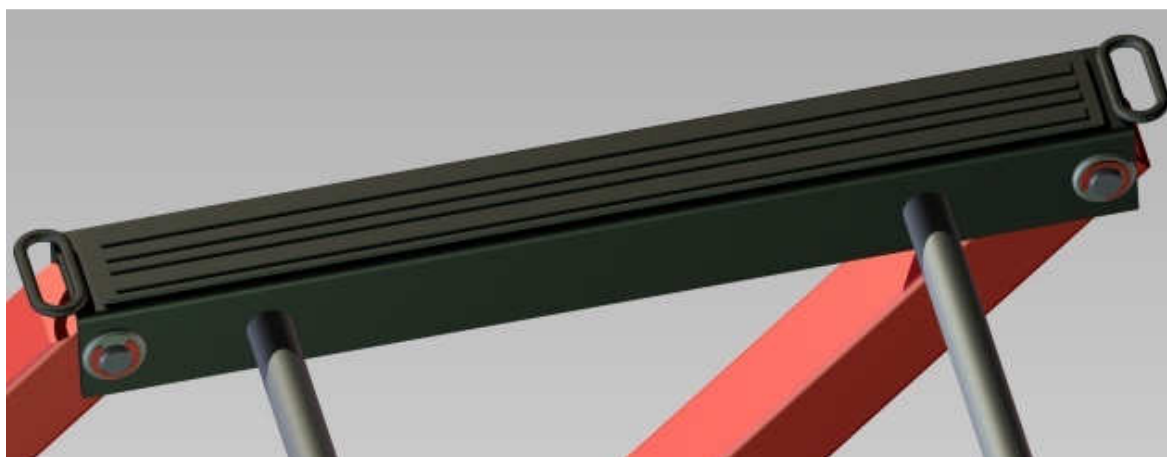


Obr. 7-4 Svěrná aretace

7.3 Upevnění motocyklu a úprava dosedací platformy

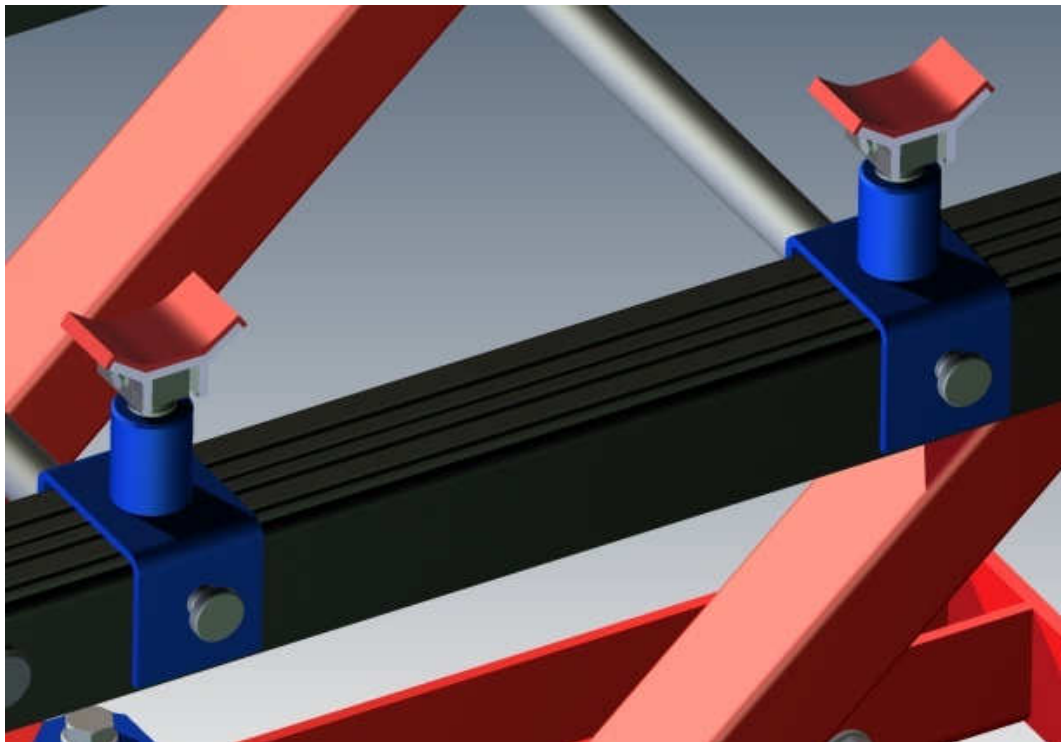
Při zvedání musí být motocykl vhodně zajištěn, aby nedošlo k jeho převrácení nebo posunu na dosedací platformě. Upevnění motocyklu se provádí za pomoci upínacího pasu (kurtny), které jsou zaháknuty za oka na dosedací platformě. Platforma je ještě doplněna gumovým pásem, aby se zvětšilo tření dosedacích ploch a nedošlo k poškrábání nebo jinému poškození.

Při průzkumu rámu chopprů a čtyřkolek jsem ve většině případu zjistil, že mají v zásadě trubkovou dvojitou konstrukci rámu (viz příloha). Pokud nic nebrání k dosednutí rámu na dosedací platformu (což je při většině případu) není potřeba žádných dalších úprav.



Obr. 7-5 Dosedací platforma

Může však nastat případ, kdy brání uložení motoru nebo výfukové potrubí k dosednutí rámu na dosedací platformu. Pro tento případ jsem použil z důvodu univerzality, speciální dosedací prvky [16], které jsou vyměnitelné a posuvně uloženy na dosedací platformě.



Obr. 7-6 Umístění speciálních dosedacích prvků

8 ZÁVĚR

Na základě zadání bakalářské práce jsem navrhl motocyklový hydraulický zvedák pro zvedání chopprů a čtyřkolek za účelem servisu. Z navržených variant uvedených na úvodu práce jsem si zvolil hydraulické zvedání. Zvedák se skládá ze čtyř hlavních částí jako je základový rám, čtyřkloubový mechanismus, táhlo a hydraulický zvedák. Tyto části na sobě úzce závisí a plní hlavní funkci zvedání.

Zvedák jsem konstruoval, tak aby bylo možné zvedání celého motocyklu ve vodorovné poloze. Zvedání je vyvozeno hydraulickým pohonem. Jeho potřebná síla ke zvedání byla navržena podle vypočítaných hodnot vyplívajících z rovnováhy čtyřkloubového mechanismu. Jelikož je omezen zdvih hydraulického pístu bylo nutné upravení konstrukce tak aby byly splněny požadavky kladené na zvedání. Dále následovalo navržení vhodné konstrukce, kde byly použity různé profily s ohledem na jejich namáhání. Klouby použité v konstrukci byly řešeny čepovým spojením a byla u nich provedena pevnostní kontrola. Základový rám byl svařen koutovými svary (viz. Příloha D), které byly také zkontrolovány. Základový rám byl dále podroben napětíové a deformační analýze za pomoci MKP metody při nejvíce zatíženém stavu, kde byli zjištěny kritické místa. Konstrukce zvedáku byla na konec vybavena pojezdovými koly, které slouží k jednoduché manipulaci a mechanickou svěrnou aretaci (viz. Obr. 7-4).

Výsledkem bakalářské práce je motocyklový hydraulický zvedák (model zvedáku viz. Příloha A, nebo výkres sestavení viz. Příloha C), který je schopen zvednout většinu motocyklů daného druhu o maximální hmotnosti 500 kg za spodní část rámu do výšky 400 mm.

POUŽITÁ LITERATURA

- [1] UNI-MAX: autotechnika. Www.uni-max.cz [online]. 1996 [cit. 2011-12-16]. Dostupné z: <http://www.uni-max.cz/motocyklovy-zvedak-nuzkovy/d/>
- [2] UNIVER. Www.univer.cz [online]. 2012 [cit. 2012-02-15]. Dostupné z: <http://www.univer.cz/podperny-stojan-a-pakovy-zvedak-pro-motocykly-zd04804-id1635>
- [3] UNI-MAX: autotechnika. Www.uni-max.cz [online]. 1996, [cit. 2011-02-16]. Dostupné z: <http://www.uni-max.cz/zvedak-motocyklu-plosinovy/d/>
- [4] BENONE. Www.benone.cz [online]. 2012 [cit. 2012-05-13]. Dostupné z: <http://www.benone.cz/zvedak-na-motocykly-do-360-kg/>
- [5] PPETTULLKA: Mechanismy. Www.ppettullka.ic.cz [online]. 2012 [cit. 2011-12-16]. Dostupné z: <http://ppettullka.ic.cz/strojirenstvi/9.htm>
- [6] ZIYUETOOLSZ: Produkts. Www.ziyuetools.com [online]. 2008 [cit. 2011-12-16]. Dostupné z: <http://ziyuetools.com/products-006.html>
- [7] DIYTRADE: Produkts. Www.diytrade.com [online]. 2008 [cit. 2011-12-16]. Dostupné z: http://www.diytrade.com/china/4/products/3814528/Screw_Jack_with_Base_Plate.html
- [8] MECHANISMY. Www.fs.cvut.cz [online]. 2012 [cit. 2011-12-16]. Dostupné z: http://www.fs.cvut.cz/cz/U12113/PERSONS/becka/predn_design_KON_I_12.ppt.
- [9] JIHLAVAN. Www.jihlavan.cz [online]. 2012 [cit. 2011-12-16]. Dostupné z: <http://www.jihlavan.cz/vseobecna-hydrauliika-hydraulicke-valce.html>
- [10] KATEDRA MECHANIKY. Www.337.vsb.cz [online]. 2012 [cit. 2011-12-16]. Dostupné z: http://www.337.vsb.cz/materialy/aplikovana_mechanika_cviceni/aplikovana_mechanika/Aplikovana_mechanika_08_prednaska.pdf
- [11] E-AUTOMOTIVE. Www.e-automotive.cz [online]. 2012 [cit. 2012-01-15]. Dostupné z: <http://www.e-automotive.cz/hydraulicke-panenky/hydraulicky-zvedak-2t-automotive-p-151966.html?cPath=202822>
- [12] JAN LEINVEBER, Pavel Vávra. Strojnické tabuky. Úvaly, Havlíkova 92: ALBRA - pedagogické nakladatelství, 2003.
- [13] KATEDRA ČÁSTÍ A MECHANISMŮ STROJŮ. Www.347.vsb [online]. 2012 [cit. 2012-02-15]. Dostupné z: <http://www.347.vsb.cz/files/kal01/skripta-castispojovaci.pdf>

- [14] KATEDRA ČÁSTÍ A MECHANISMŮ STROJŮ. Wwww.347.vsb [online]. 2012 [cit. 2012-02-15]. Dostupné z: <http://www.347.vsb.cz/files/kal01/prirucka-svarkonstrukce.pdf>
- [15] TENTE. Wwww.tente.cz [online]. 2000, 2012 [cit. 2012-05-15]. Dostupné z: http://www.tente.cz/CZ/cat300/am344_pr.html
- [16] HELI-SADDLE. Wwww.helisaddle.com [online]. 2000, 2012 [cit. 2012-04-11]. Dostupné z: <http://www.helisaddle.com/heli-saddle.html>

PŘÍLOHY

Příloha A	Model motocyklového hydraulického zvedáku
Příloha B	Konstrukce rámu čtyřkolky a choppru
Příloha C	Výkres sestavení motocyklového hydraulického zvedáku MHZ-SEV227-1.1
Příloha D	Výrobní výkres základového rámu MHZ-SEV227-1.13
Příloha E	Výkres sestavení třecí aretace MHZ-SEV227-1.12
Příloha F	CD-ROM s textem práce a výkresovou dokumentací

SEZNAM OBRÁZKŮ

<i>Obr. 2-1 Nůžkový zvedák [1]</i>	14
<i>Obr. 2-2 Trubkový zvedák [2]</i>	15
<i>Obr. 2-3 Plošinový zvedák [4]</i>	15
<i>Obr. 3-1 Šroubový zvedák [6]</i> <i>Obr. 3-2 Screw Jack with Base Plate [7]</i>	16
<i>Obr. 3-3 Hydraulický válec [9]</i>	17
<i>Obr. 3-4 Uložení hydraulického válce [3]</i>	17
<i>Obr. 3-5 Čtyřkloubové mechanismy [10]</i>	18
<i>Obr. 4-1 Detail šroubové zvedání</i>	19
<i>Obr. 4-2 Detail hydraulického zvedání</i>	20
<i>Obr. 4-3 Sklopné provedení</i>	21
<i>Obr. 4-4 Sklopné provedení - složený stav</i>	21
<i>Obr. 5-1 Model konstrukce zvedáku</i>	23
<i>Obr. 5-2 Schéma čtyřkloubového mechanismu</i>	24
<i>Obr. 5-3 Souřadnicový systém</i>	25
<i>Obr. 5-4 Uvolnění tělese 2</i>	26
<i>Obr. 5-5 Uvolnění tělesa 3</i>	26
<i>Obr. 5-6 Uvolnění tělesa 4</i>	26
<i>Obr. 5-7 Graf závislosti α a F_z</i>	29
<i>Obr. 5-8 Hydraulický zvedák [11]</i>	29
<i>Obr. 5-9 Rozložení sil pod upevňovací plochou</i>	30
<i>Obr. 5-10 Schéma zatížení příčnicku v rovině „y“</i>	31
<i>Obr. 5-11 Schéma zatížení příčnicku v rovině „x“</i>	31
<i>Obr. 5-12 Schéma zatížení základového rámu</i>	31
<i>Obr. 6-1 Schéma zatížení čepu A</i>	33
<i>Obr. 6-2 Schéma zatížení čepu táhla</i>	35

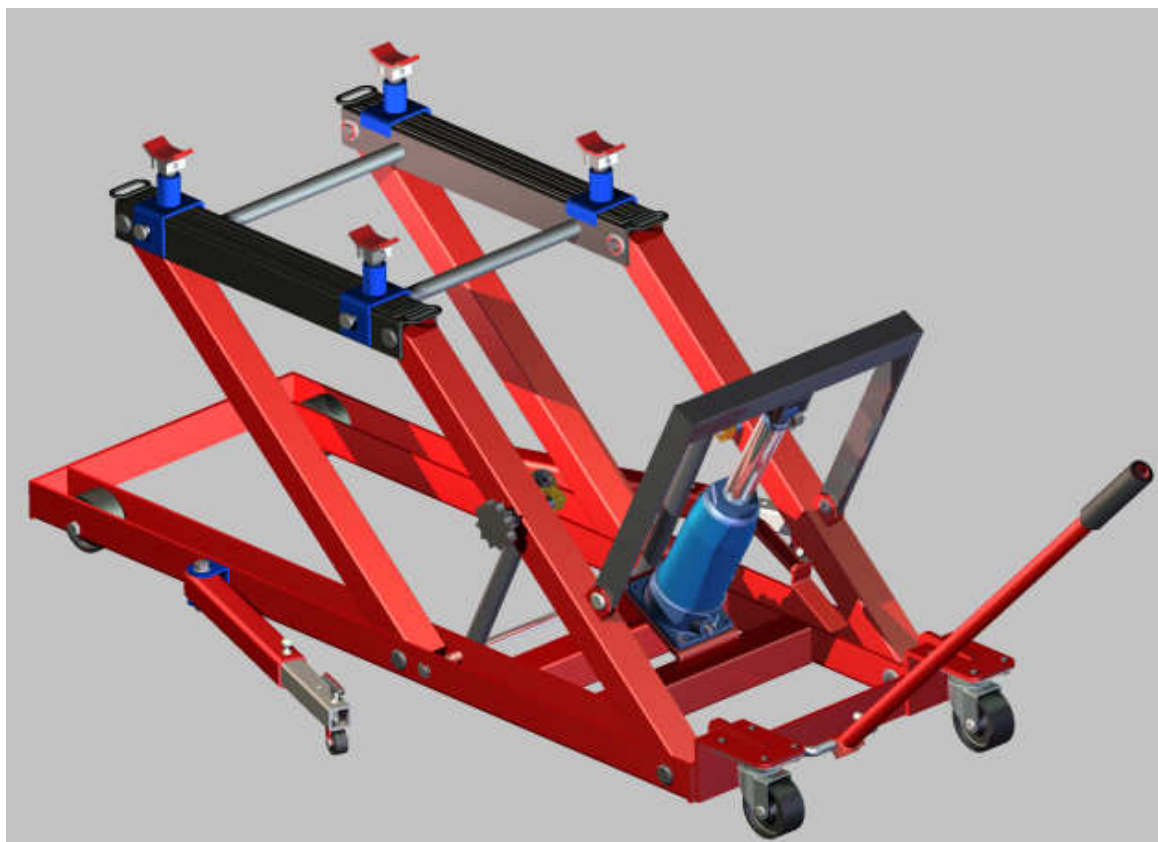
<i>Obr. 6-3 Schéma zatížení čepu pístu.....</i>	<i>36</i>
<i>Obr. 6-4 Schéma svaření příčnicku</i>	<i>38</i>
<i>Obr. 6-5 Koutový svar</i>	<i>39</i>
<i>Obr. 6-6 Schéma přivaření držáku kolečka</i>	<i>41</i>
<i>Obr. 6-7 Schéma přivaření držáku táhla</i>	<i>42</i>
<i>Obr. 6-8 Model základového rámu</i>	<i>44</i>
<i>Obr. 6-9 Síť konečných prvků</i>	<i>45</i>
<i>Obr. 6-10 Zjemnění sítě v místě díry.....</i>	<i>45</i>
<i>Obr. 6-11 Zatěžující okrajové podmínky</i>	<i>46</i>
<i>Obr. 6-12 Zobrazení napětí po simulaci.....</i>	<i>47</i>
<i>Obr. 6-13 Místo největšího napětí</i>	<i>48</i>
<i>Obr. 6-14 Detailní zobrazení napětí při zatížení v horní poloze</i>	<i>48</i>
<i>Obr. 6-15 Zobrazení posuvů</i>	<i>49</i>
<i>Obr. 6-16 Zobrazení posuvů ve zvětšeném měřítku</i>	<i>49</i>
<i>Obr. 7-1 Otočné kolo v místě působení R_{k2} [15].....</i>	<i>50</i>
<i>Obr. 7-2 Zarážková aretace.....</i>	<i>51</i>
<i>Obr. 7-3 Zubová aretace.....</i>	<i>52</i>
<i>Obr. 7-4 Svěrná aretace.....</i>	<i>53</i>
<i>Obr. 7-5 Dosedací platforma.....</i>	<i>53</i>
<i>Obr. 7-6 Umístění speciálních dosedacích prvků.....</i>	<i>54</i>

SEZNAM TABULEK

<i>Tab. 5-1 Přehled změn úhlů v dané poloze.....</i>	<i>24</i>
<i>Tab. 5-2 Reakce v určité poloze.....</i>	<i>28</i>
<i>Tab. 5-3 Změna podpůrných reakcí v poloze I a IV.....</i>	<i>32</i>

Příloha A

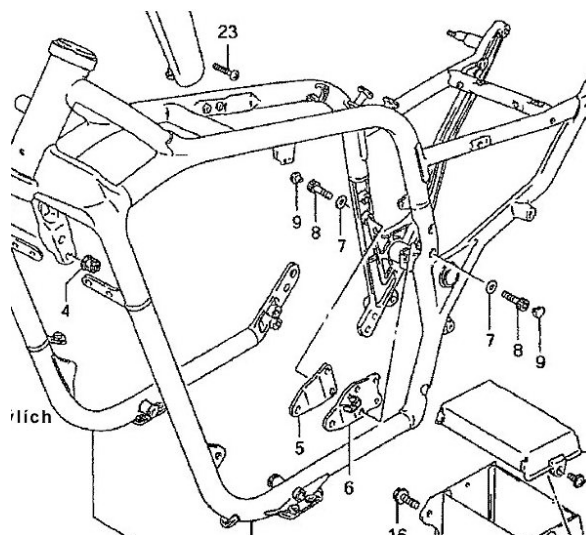
Model motocyklového hydraulického zvedáku



Příloha B

Konstrukce rámu čtyřkolky a chopru

Rám chopru:



Rám čtyřkolky:

